

E 4524

REFERALVA

R

good.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Vol. IX-1967

Seria A - Mecanică



BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică
Vol. IX

OFFERT EN ÉCHANGE PAR
L'INSTITUT POLYTECHNIQUE BRASOV
BIBLIOTHÈQUE CENTRALE
RÉPUBLIQUE SOCIALISTE ROUMANIE

L: 049755

1967

COLEGIUL DE REDACȚIE

Conf. dr. Costea Constantin, prof. dr.
Damian Ion, prof. dr. ing. Hoffmann
Victor, prof. dr. ing. Nițescu Gheorghe
(președinte), conf. ing. Radu Aurel,
conf. dr. ing. Untaru Marin.

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. Coșoreanu Ion, conf. Drăgulănescu Aurel, conf. ing.
Erlitz Ivan, prof. ing. Mărdărescu Radu, conf. dr. ing. Nicolaide
Andrei, prof. ing. Stănescu Ion, conf. ing. Tudoran Petre, prof.
ing. Wanyorek Constantin.

Redactor-responsabil

Ionescu I. Gheorghe



S U M A R

ELECTROTEHNICA ȘI ELECTRONICA

	Pag.
E. Dimboiu : Realizarea unui vobulator de audiofrecvență — — — — —	1
W. Szabo : Considerații teoretice privind măsurarea pierderilor magnetice la inducții mari — — — — —	9
L. Bompa : Calculul iluminatului fluorescent, cu nomograme — — — — —	17
A. Gogoiu, E. Micu, V. Pîrvulescu, I. Țopa : Tendințe actuale în utilizarea tiristoarelor — — — — —	23

MECANICĂ, REZISTENȚA MATERIALELOR ȘI TEORIA MECANISMELOR

T. Redlov, N. Moșu : Considerații asupra unor curbe funiculare strîmbe — —	33
T. Redlov, Al. Grădinaru, W. Corjin : Asupra calculului de ordinul II al structurilor formate din bare drepte de secțiune variabilă — — — — —	39
I. Coșereanu, I. Deutsch, I. Goia, T. Neamțu : Incercarea fotoelastică a unor bare semicurbe solificate la încovoiere — — — — —	49
T. Vasu, C. Rădulescu : Asupra reductoarelor planetare simple cu satelit dublu și angrenare interioară — — — — —	59

CONSTRUCȚII DE AUTOMOBILE ȘI TRACTOARE

Gh. Munteanu, I. Ciubotaru : Influența toleranței spațiului mort asupra variației raportului de compresie și asupra energiei de turbionare a aerului în camera de ardere cu aplicații la motorul D-103 — — — — —	65
D. Abăitâncei, T. Nagy, F. Tănase, C. Sălăjan, Gh. Radu, R. Rădulescu : Studiul economicității motorului de automobil la sarcini parțiale — — — — —	77
Gh. Bobescu, D. Abăitâncei, V. Cîmpeanu : Studiul căilor de ridicare a durabilității autovehiculelor după reparațiile capitale — — — — —	87
M. Untaru, V. Cîmpeanu, N. Seitz, I. Moscu : Studiul și experimentarea ambreiajelor destinate autobuzelor românești — — — — —	95
V. Olariu : Forțele care solicită suspensia hidropneumatică a osiei din spate a autocamionului la deplasarea neuniformă în curbă — — — — —	109

TEHNOLOGIA CONSTRUCȚIEI DE MAȘINI

V. Vulcu, I. Cazacu, E. Jakab : Contribuții la studiul îndesării formelor prin vibropresare la presiuni ridicate — — — — —	117
C. Wanyorek : Considerații asupra unor teorii unitare a proceselor fizice care au loc la călirea aliajelor feroase și neferoase — — — — —	129
C. Wanyorek : Unele observații asupra tremodinamicii transformărilor care au loc la călirea aliajelor feroase și neferoase — — — — —	137
Al. Maniu, C. Wanyorek, Ge. Memet, Vl. Covacevici, V. Popa : Matrițarea pieselor din oțel lichid — — — — —	145

S U M M A R Y

ELECTRICAL ENGINEERING. ELECTRONICS

	Pag.
<i>E. Dimboiu</i> : Realization of an audio-frequency wobulator — — — — —	1
<i>W. Szabo</i> : Theoretical considerations on the iron loss measurements at high flux densities — — — — —	9
<i>L. Bompa</i> : The calculus of fluorescent lighting, with nomograms — — — — —	17
<i>A. Gogoiu, E. Micu, V. Pîrvolescu, I. Ţopa</i> : The present tendency in use of the silicon controlled rectifier — — — — —	23

MECHANICS AND STRENGTH OF MATERIALS. THEORY OF MECHANISMS

<i>T. Redlov, N. Moşu</i> : Considerations on some funicular space curves — — —	33
<i>T. Redlov, Al. Grădinaru, W. Corjin</i> : Concerning the second order calculus for structures formed of straight gars of variable sections — — — — —	39
<i>I. Coşereanu, I. Deutsch, I. Goia, T. Neamţu</i> : The photoelastic test of semicurved bars at bending — — — — —	49
<i>T. Vasu, C. Rădulescu</i> : On simple planetary reduccers with dauble satellite and inner gearing — — — — —	59

CONSTRUCTION OF MOTOR — CARS AND TRACTORS

<i>Gh. Munteanu, I. Ciubotaru</i> : The influence of the waste space tolerance on the variation of the compression ratio and on the vortex — generating power of the air in the combustion chamber applied to the D-103 engine — — —	65
<i>D. Abăităneci, T. Nagy, F. Tănase, C. Sălăjan, Gh. Radu, R. Rădulescu</i> : The study of the economical aspects of automobile engines subjected to partial toads	77
<i>Gh. Bobescu, D. Abăităneci, V. Cîmpeanu</i> : Researcher regarding the ways to increase the duration of motor vehicles after capital repairs — — — — —	87
<i>M. Untaru, V. Cîmpeanu, M. Seitz, I. Moscu</i> : The study and the experience of the clutches for the buses — — — — —	95
<i>V. Olariu</i> : The forces rohich stresses the hydropneumatic suspension of the bach axle of the truck of the nonuniform curve shifting — — — — —	109

THE TEHNOLOGY OF MECHANICAL ENGINEERING

<i>V. Vulcu, I. Cazacu, E. Jakab</i> : Contributions to the investigations of mould stamping by vibro-pressing at high pressures — — — — —	117
<i>C. Wanyorek</i> : Considerations about an unitary theory of the physical processes which arrive on hardening ferrous or nonferrous alloys — — — — —	129
<i>C. Wanyorek</i> : Observations about the thermodynamics of the transformations which are appearing on quenching ferrous or non-ferrous alloys — — — — —	137
<i>Al. Maniu, C. Wanyorek, Ge. Memet, Vl. Covacevici, V. Pop</i> : The forging of malten steel blanks — — — — —	145



SOMMAIRE

ELECTROTECHNIQUE ET ELECTRONIQUE

	Page
<i>E. Dimboiu</i> : La réalisation d'un wobulateur por audiofrequence — — — —	1
<i>W. Szabo</i> : Considerations théoriques sur la mesure des pertes magnétiques à hautes inductions — — — — —	9
<i>L. Bompá</i> : Le calcul de l'éclairage fluorescent, par nomogrammes — — —	17
<i>A. Gogoiu, E. Micu, V. Pirvulescu, I. Ţopa</i> : Tendances actuelles dans l'emploi des thyristores — — — — —	23

MÉCANIQUE, RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX ET THEORIE DES MÉCANISMES

<i>T. Redlov, N. Moşu</i> : Considérations sur certaines courbes funiculaires gauches —	33
<i>T. Redlov, Al. Grădinaru, W. Corjin</i> : Sur le calcul du deuxième ordre concernant les structures formées de poutres droites à section variable — — — —	39
<i>I. Coşereanu, I. Deutsch, I. Goia, T. Neamţu</i> : L'épreuve photoelastique des barres demi-courbes sollicités au ploiment — — — — —	49
<i>T. Vasu, C. Rădulescu</i> : Sur les réducteurs planétaires simples avec double satellite et engrenage intérieur — — — — —	59

CONSTRUCTION DE AUTOMOBILES — TRACTEURS

<i>Gh. Munteanu, I. Ciubotaru</i> : L'influence de la tolérance de l'espace mort sur la variation du rapport de compression et sur l'énergie de tourbillonnement de l'air, dans le chambre de combustion étant appliquées au moteur D-103 —	65
<i>D. Abăitănţei, T. Nagy, F. Tănase, C. Sălăjan, Gh. Radu, R. Rădulescu</i> : L'étude de l'économie du moteur de l'automobile aux charges partielles — — — —	77
<i>Gh. Bobescu, D. Abăitănţei, V. Cîmpeanu</i> : Recherches sur les moyens d'augmenter la durabilité d'automobiles après les réparations capitales — — — —	87
<i>M. Untaru, V. Cîmpeanu, M. Seitz, I. Moscu</i> : L'étude et l'expérience des embreyages destiné pour les autobus — — — — —	95
<i>V. Olariu</i> : Forces qui exigent la suspension hidropneumatique du pont arrière du camion pendant le déplacement nonuniforme en ligne courbe — — — —	109

TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION DE MACHINES

<i>V. Vulcu, I. Cazacu, E. Jakab</i> : Contributions à l'étude du battage des formes par vibropressage aux pressions élevées — — — — —	117
<i>C. Wanyorek</i> : Considerations sur une théorie des processus physiques qui ont lieu à la trempe des alliages ferreux et non-ferreux — — — — —	129
<i>C. Wanyorek</i> : Quelques observations sur la thermodynamique des transformations qui se produisent à la trempe des alliages ferreux et non-ferreux — — —	137
<i>Al. Maniu, C. Wanyorek, Ge. Memet, Vl. Covacevici, V. Pop</i> : Matricage des pièces d'acier liquide — — — — —	145

INHALTS VERZEICHNIS

ELECTROTECHNIK, ELEKTRONIK

	<u>Seite</u>
<i>E. Dimboiu</i> : Die Herstellung eines Tonfrequenzwobulator — — — — —	1
<i>W. Szabo</i> : Theoretische Betrachtungen bezüglich der Messung von Ummagnetisierungsverlusten bei hoher Induktion — — — — —	9
<i>L. Bompa</i> : Die Berechnung der Floureszenzbeleuchtung mit Nomogramme — —	17
<i>A. Gogoiu, E. Micu, V. Pîrvulescu, I. Ţopa</i> : Der gegenwärtige stand der Anwendungsmöglichkeiten des Thyristors — — — — —	23

MECHANIK, FESTIGKEITSLEHRE, GETRIEBELEHRE

<i>T. Redlov, N. Moşu</i> : Betrachtungen über einige Raumseilküven — — — —	33
<i>T. Redlov, Al. Grădinaru, W. Corjin</i> : Über die Berechnung Zweiter Ordnung der aus geraden Stäben mit veränderlichem Querschnitt zusammengesetzten Tragwerken — — — — —	39
<i>I. Coşereanu, I. Deutsch, I. Goia, T. Neamţu</i> : Fotoelastische Probe der Bieungsbeanspruchung halbgebogener Stäbe — — — — —	49
<i>T. Vasu, C. Rădulescu</i> : Über die einfachen planetarischen Reduktoren mit doppeltem Satelliten und innerer Verzahnung — — — — —	59

KRAFTWAGEN — UND TRAKTORENBAU

<i>Gh. Munteanu, I. Ciubotaru</i> : Der Einfluss der Toleranz des toten Raumes auf die Variationen des Verdichtungsverhältnisses und auf die Wirbelstehungsenergie der Luft im Brennraum, angewendet auf den Motor D-103 — —	65
<i>D. Abăitâncei, T. Nagy, F. Tănase, C. Sălăjan, Gh. Radu, R. Rădulescu</i> : Studium des Kraftstoffverbrauch am Kraftwagenmotor im Teillastgebiet — —	77
<i>Gh. Bobescu, D. Abăitâncei, V. Cîmpeanu</i> : Studium der Verlängerungsmöglichkeiten der lebensdauer von Kraftfahrzeugen nach der Hauptinstandsetzung — —	87
<i>M. Untaru, V. Cîmpeanu, M. Seitz, I. Moscu</i> : Studium und Versuch von Reibungskupplungen für Autobusse. — — — — —	95
<i>V. Olariu</i> : Die Einwirkung der Kräfte auf die hydropneumatische Federung der Hinterachse eines Lastkraftwagens bei ungleichmässiger Bewegung in der Kurve — — — — —	109

TECHNOLOGIE DES MESCHINENBAUES

<i>V. Vulcu, I. Cazacu, E. Jakab</i> : Beiträge zur Erforschung der Füllung der Formen mittels Zusammenpressen durch Vibrationen unter hohen Drücken — —	117
<i>C. Wanyorek</i> : Betrachtungen über eine einheitliche Theorie der physikalischen Vorgänge die beim Härten von Eisen- und Nichteisenlegierungen Stattfinden	129
<i>C. Wanyorek</i> : Bemerkungen zur Thermodynamik der Umwandlungen die beim Härten der Eisen und Nichteisen — Legierungen auftreten — — —	137
<i>Al. Maniu, C. Wanyorek, Ge. Memet, Vl. Covacevici, V. Pop</i> : Die Matrizierung von Werkstücken aus flüssigen Stahl — — — — —	145



СОДЕРЖАНИЕ

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА, ЭЛЕКТРОНИКА

	Стр.
<i>Е. Дымбою</i> : Осуществление возбуждения для звуковых частот — — — —	1
<i>В. Сзабо</i> : Теоретические исследования к измерению магнитных потерь при высоких индукциях — — — — —	9
<i>Л. Бомпа</i> : Метод расчёта неоновых осветителей номограммами — — — —	17
<i>А. Гогою, Е. Мику, В. Пырвулеску, И. Цопа</i> : Современные тенденции тиристоров — — — — —	23

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА, СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ, ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

<i>Т. Редлов, Н. Мошу</i> : Соображения в связи с некоторыми пространственными верёвочными кривыми — — — — —	33
<i>Т. Редлов, Ал. Грэдинару, В. Коржин</i> : В связи с исчислениями второй степени системах прямых стержней переменного сечения — — — — —	39
<i>И. Кошереану, И. Доич, И. Гоя, Т. Неамцу</i> : Фотоэластичные испытания полукривых стержней подвергнутых изгибу — — — — —	49
<i>Т. Васу, К. Рэдулеску</i> : К расчёту простых планетарных редукторов с двойным сателлитом и внутренним зацеплением — — — — —	59

КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

<i>Г. Мунтеану, И. Чуботару</i> : Влияние допуска мертвого пространства над изменением степени сжатия и над энергией завихрения воздуха в камере сгорания применительно к двигателю „Д—103” — — — — —	65
<i>Д. Абэитэнчей, Т. Нагй, Ф. Тэнасе, К. Сэлэжан, Г. Раду, Р. Рэдулеску</i> : Исследование экономичности автомобильного двигателя на частных нагрузках — — — — —	77
<i>Г. Бобеску, Д. Абэитэнчей, В. Кымпану</i> : Исследование вопроса повышения срока службы автомашин после капитального ремонта — — — — —	87
<i>М. Унтару, В. Кымпану, Н. Заиц, И. Моску</i> : Экспериментальное исследование сцепления автобуса — — — — —	95
<i>В. Олариу</i> : Силы действующие на гидропневматическую подвеску заднего моста грузовика при неравномерном движении покрывой — — — — —	109

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

<i>В. Вулку, И. Казаку, Е. Якаб</i> : Вклад к изучению навивки форм методом вибро-прессования при высоких давлениях — — — — —	117
<i>К. Ванёрек</i> : Некоторые заметки об термодинамике изменений, которые имеют при закалки железных и нежелезных сплавов — — — — —	129
<i>К. Ванёрек</i> : Некоторые заметки об термодинамике изменений, которым имеют место, при закалки железных и нежелезных сплавов — — — — —	137
<i>Ал. Маниу, К. Ванёрек, Дж. Мемет, Вл. Ковачевич, В. Поп</i> : Штамповка деталей из жидкой стали — — — — —	145

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩЕОБЩАЯ ЧАСТЬ

1	Введение
2	1. Задача исследования
3	2. Методы исследования
4	3. Результаты исследования
5	4. Заключение

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

6	1. Теоретические основы
7	2. Анализ литературы
8	3. Постановка задачи
9	4. Методы решения
10	5. Результаты расчетов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

11	1. Описание эксперимента
12	2. Результаты измерений
13	3. Анализ данных
14	4. Сравнение с теорией
15	5. Выводы
16	6. Заключение
17	7. Литература
18	8. Приложение
19	9. Библиография
20	10. Справочные данные

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

21	1. Журнал "Физика"
22	2. Журнал "Химия"
23	3. Журнал "Техника"
24	4. Журнал "Экономика"
25	5. Журнал "Юридические науки"
26	6. Журнал "История"
27	7. Журнал "Литература"
28	8. Журнал "Музыка"
29	9. Журнал "Изобразительное искусство"
30	10. Журнал "Театр"

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. IX — 1967

Electrotehnică și electronică



BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. IX — 1967

Electrical engineering, Electronics



BULLETIN DE L'INSTITUTE POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome IX — 1967

Electrotechnique, Electronique



MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band IX — 1967

Elektrotechnik und Elektronik



ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том IX — 1967

Электротехника, электроника



REALIZAREA UNUI VOBULATOR DE AUDIOFRECVENȚĂ

E. DIMBOIU

Unul din mijloacele indirecte de măsurare a frecării interioare a corpurilor îl constituie examinarea vârfului curbei de rezonanță proprie a epruvetei respective supusă la vibrații întreținute, din care poate fi calculat decrementul logaritm.

În scopul vizualizării curbelor de rezonanță pe ecranul osciloscopului catodic, ne-am propus realizarea unui vobulator de audiofrecvență, care face obiectul acestei lucrări.

Revistele de specialitate (de radiotehnică) publică uneori scheme simple de vobulatoare de înaltă frecvență, utilizate în scopul de a analiza vizual curba de selectivitate a radioreceptoarelor, de a constata dependența de frecvență a cuadripolilor și a filtrelor de bandă. Nu am întâlnit însă scheme speciale pentru vobulatoare de audiofrecvență.

Desigur, caracteristica de frecvență poate fi obținută după o serie de măsurări efectuate cu ajutorul unui generator de semnal și a unui voltmetru electronic, iar rezultatele fixate pe hîrtie milimetrică punct cu punct, pînă cînd se obține curba de rezonanță corespunzătoare.

Atunci cînd avem de urmărit mai multe cazuri, metoda de ridicare a curbei de rezonanță punct cu punct este anevoioasă și cu dezavantaje, impunîndu-se utilizarea unui vobulator.

Dacă se leagă în paralel cu un circuit oscilant o capacitate sau o inductanță care își schimbă periodic valoarea lor, atunci și frecvența de rezonanță a circuitului va varia periodic. Dacă variația periodică este de așa natură că valoarea crește de la minim la maxim, apoi din nou descrește la minim, atunci și frecvența rezultantă variază la fel.

Presupunem că avem un oscilator a cărui frecvență de rezonanță este de 500 kHz, iar capacitatea sau inductanța, variabile, legată în paralel, variază frecvența de rezonanță a oscilatorului de la 500 la 520 kHz ; oscilatorul va mătura permanent banda respectivă de frecvență.

Schema-bloc pentru studiul unui cuadripol de exemplu, a cărui curbă de rezonanță ne interesează este redată în figura 1, în care : 1 este o capacitate sau o inductanță, variabile, care se leagă în paralel cu un oscilator de înaltă frecvență 2, 3 reprezintă cuadripolul de studiat, al cărui semnal de ieșire este redresat de 4, preamplificat de 5 și aplicat la plăcile verticale ale osciloscopului catodic 6, comanda sincronă a osciloscopului catodic și a capacității sau inductanței variabile, făcîndu-se de generatorul de baleiaj 7.

După forma semnalului ne dăm seama că oscilatorul emite semnale modulate în frecvență în ritmul perioadei de baleiaj.

În cazul realizării vobulării pe cale mecanică se leagă în paralel cu oscilatorul un condensator variabil acționat cu un motor electric cu viteza de rotație de

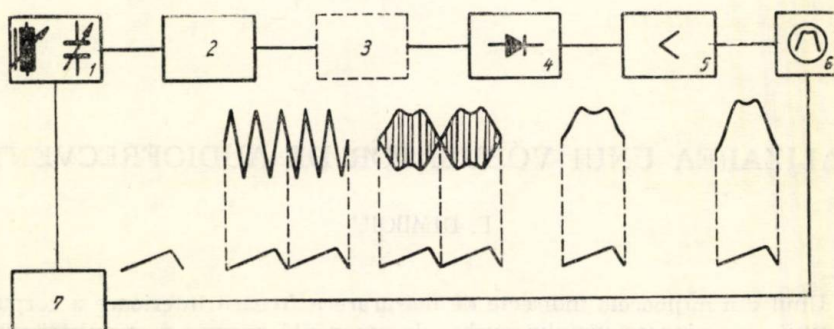


Fig. 1. Schema-bloc pentru ridicarea curbei de rezonanță la un cuadripol.

3000 rot/min (fig. 2), oscilatorul modificându-și astfel în permanență frecvența. Trebuie ca și osciloscopul catodic să fie sincronizat cu viteza de rotație a motorului pentru a avea o imagine fixă pe ecran.

Dacă pe axul motorului se montează o bucată de oțel magnetizat care se rotește în fața unei bobine excitate în curent continuu, în bobină se induce impulsuri de tensiune cu care va fi sincronizat osciloscopul.

Este mai practic ca în locul metodei cu mecanism în rotație să se aplice o metodă electronică, respectiv folosirea tubului de reactanță. Se știe că tubul elec-

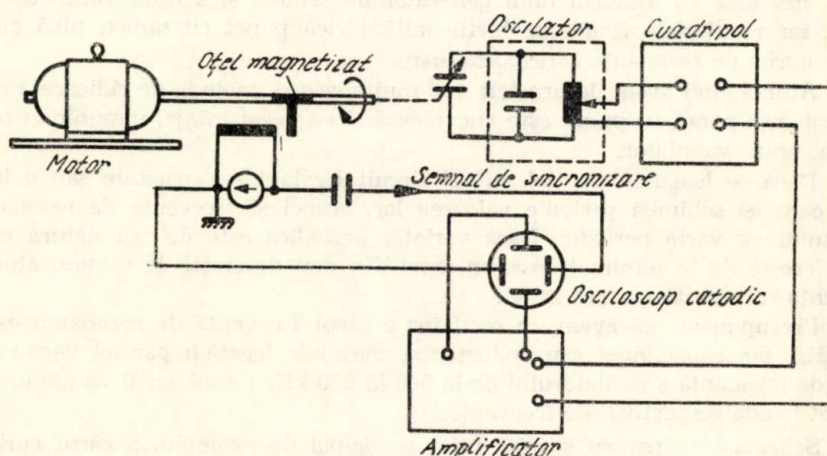


Fig. 2. Schema vobulării pe cale mecanică.

tronic într-un cuplaj de reacție cu elemente dependente de frecvență se comportă ca o capacitate sau o inductanță.

Principiul tubului de reactanță este indicat în figura 3. Între anod și catod este aplicat un divizor de tensiune defazor. De priza divizorului de tensiune este

legată grila de comandă a tubului. Acest divizor de tensiune este format dintr-o rezistență și o reactanță inductivă sau capacitivă, din care motiv între tensiunea anodică și tensiunea de grilă apare un defazaj de 90° . Un astfel de montaj poate juca rolul unei inductanțe L sau a unei capacități C .

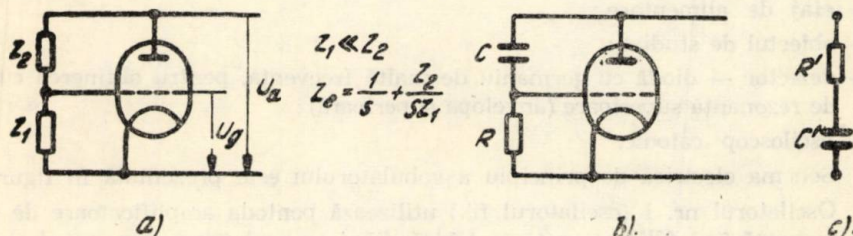


Fig. 3. Schema de principiu a tubului de reactanță.

De obicei în divizorul de tensiune se utilizează un condensator (fig. 3, b), deoarece se poate lucra mai corect. Prin utilizarea unei bobine, având o rezistență apreciabilă, se obține mai greu defazajul de 90° . Schema echivalentă a tubului de reactanță care utilizează în divizorul de tensiune capacitate, este redată în figura 3, c. Valoarea capacității se poate schimba prin variația pantei S a tubului. Deci trebuie folosit ca tub de reactanță un tub electronic care are 2 grile de comandă. Astfel de tuburi sînt hexodele sau de obicei heptodele.

Relațiile valabile pentru schemele din figurile 3 a, 3 b și 3 c sînt :

$$\underline{Z}_1 = R, \underline{Z}_2 = \frac{1}{j\omega C}, \underline{Z}_e = \frac{1}{S} + \frac{1}{j\omega C R S}, R' = \frac{1}{S}, C' = R C S.$$

Deviația maximă de frecvență a circuitului oscilant cu care este legat în paralel tubul de reactanță este :

$$\Delta f = \frac{f_0}{2} \cdot \frac{X_{Lo}}{X_{Co}} (1 + R S_{max}),$$

unde f_0 este frecvența de rezonanță a oscilatorului fără tub de reactanță ;

X_{Lo} — reactanța inductivă a oscilatorului fără tub de reactanță ;

X_{Co} — reactanța capacitivă a oscilatorului fără tub de reactanță, f_0 fiind exprimat în kHz, Δf în kHz, R în $k\Omega$, C în pF și S în mA/V.

Pe principiul prezentat s-a construit vobulatorul de audiofrecvență, cu frecvența cuprinsă în limitele $0 \div 7000$ Hz.

Schema-bloc a vobulatorului este redată în fig. 4, unde:

1 este oscilatorul fix, acordat pe frecvența de 644 kHz;

2 — oscilator variabil manual și variabil cu tub de reactanță ;

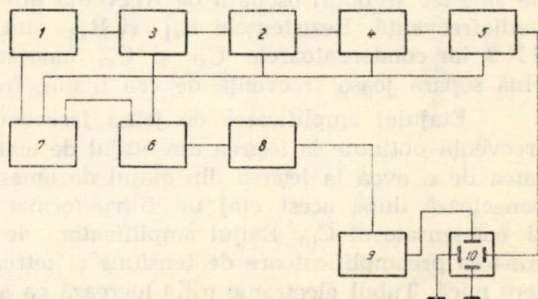


Fig. 4. Schema-bloc a vobulatorului de audiofrecvență

- 3 — etaj de amestec prin diferență : $f_2 - f_1 = 0 \div 7000$ Hz ;
- 4 — tub de reactanță comandat de 5 ;
- 5 — generator de baleiaj cu tensiune în dinți de ferăstrău ;
- 6 — amplificator de joasă frecvență ;
- 7 — etaj de alimentare ;
- 8 — obiectul de studiat ;
- 9 — detector — diodă cu germaniu de înaltă frecvență, pentru obținerea curbei de rezonanță superioare (anvelopa superioară) ;
- 10 — osciloscop catodic.

Schema electrică de principiu a volubatorului este prezentată în figura 5.

Oscilatorul nr. 1 (oscilatorul fix) utilizează pentoda amplificatoare de tensiune cu pantă fixă 6Ж4 montată ca triodă, fiind cu cuplaj inductiv, avînd circuitul acordat (C_1, C_2, L_1) în circuitul anodei, iar înfășurarea de reacție (L_2) în circuitul grilei. Circuitul este acordat pe frecvența de rezonanță de 644 kHz cu ajutorul unui miez de ferită și trimerul C_1 . Grupul C_3 și R_1 asigură o negativare corespunzătoare regimului de lucru. Tensiunea anodică a fost stabilizată cu tubul stabilizator de tensiune CГ—4C al cărui regim de lucru se reglează prin rezistența R_2 , condensatorul C_4 montat după tubul stabilizator servind pentru închiderea componentei de înaltă frecvență. L_3 și L_4 servesc pentru cuplajul cu etajul de amestec.

Oscilatorul nr. 2 (oscilatorul variabil) utilizează ca și oscilatorul fix pentoda 6Ж4 montată ca triodă, circuitul oscilant format din L_5, C_p, C_5, C_6, C_7 și C_v fiind legat în derivație cu anodul prin condensatorul de cuplaj C_9 , care nu lasă să treacă componenta continuă. L_7 reprezintă înfășurarea de reacție, iar gupul C_8 și R_3 servește pentru stabilirea negativării de regim. L_5 și L_6 servesc pentru cuplajul cu etajul de amestec. Condensatorul C_v este variabil de $25 \div 500$ pF. Condensatorul C_3 legat în serie cu circuitul oscilant asigură extensia necesară obținerii benzii cuprinsă între $644 \div 651$ kHz. Condensatorul C_7 este variabil de tip fluture și este utilizat pentru a aduce oscilatorul nr. 2 la bătaia „zero“ cu oscilatorul nr. 1. Rezistența R_4 este rezistența de sarcină a tubului 6Ж4 și tubului de reactanță. Tensiunea anodică a fost stabilizată ca și la oscilatorul nr. 1 cu un stabilizator de tensiune CГ—4, condensatorul C_4 servind pentru închiderea componentei de înaltă frecvență.

Etajului de amestec format din dubla diodă 6X2, i se aplică oscilațiile celor două oscilatoare, aceste oscilații se compun și dau „bătăi“. La ieșirea din etajul de amestec se obțin oscilații de frecvență diferenței $f_1 - f_2$, respectiv oscilații de audiofrecvență. Rezistențele R_{s1} și R_{s2} sînt rezistențele de sarcină ale tubului 6X2, iar condensatoarele C_{s1} și C_{s2} montate în paralel cu rezistențele de sarcină separă joasa frecvență de cea înaltă, frecvența înaltă fiind pusă la masă.

Etajului amplificator de joasă frecvență i se aplică oscilațiile de audiofrecvență obținute la ieșirea din etajul de amestec. Pentru a se înlătura posibilitatea de a avea la ieșirea din etajul de amestec oscilații de înaltă frecvență, se conectează după acest etaj un filtru format din bobina de înaltă frecvență L_9 și condensatorul C_{10} . Etajul amplificator de joasă frecvență folosește pentoda 6Ж4 ca preamplificatoare de tensiune și tetroda 6Н6 C ca amplificatoare de putere mică. Tubul electronic 6Ж4 lucrează ca amplificator cu rezistență, tensiunea alternativă aplicîndu-se pe grila de comandă a tubului prin condensatorul C_{11} .

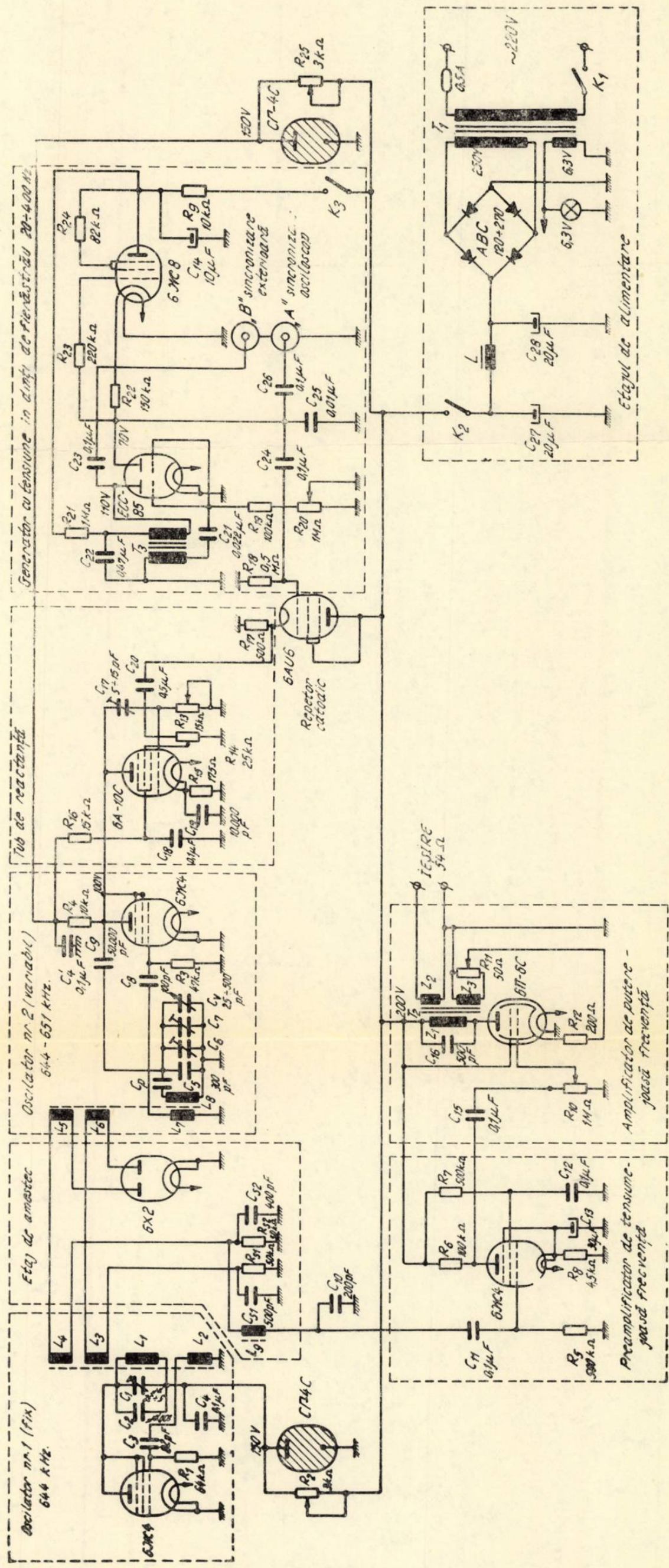


Fig. 5. Schema electrică de principiu a vobulatorului de audiofrecvență.

În urma trecerii componentei alternative, la bornele rezistenței R_6 se obține o tensiune alternativă amplificată. Grupul R_8 și C_{13} asigură negativarea automată a grilei. C_{12} și R_7 formează grupul de polarizare al grilei ecran.

Pentru o bandă largă, în cazul frecvențelor medii din gama acustică, se poate neglija influența capacităților și se consideră că sarcina etajului este pur rezistivă și constă din R_6 , R_{10} și R_1 .

În acest caz coeficientul de amplificare în tensiune al etajului este $a \approx 50$.

Amplificarea de putere se face cu tubul electronic 6П6С cu transformatorul de ieșire T_2 ale cărui impedanțe sînt adaptate; pentru înfășurarea primară $Z_1 = 5000 \Omega$, iar pentru cea secundară $Z_2 = 54 \Omega$ - impedanța caracteristică a receptoarelor telefonice.

C_{15} este un condensator de cuplaj între preamplificatorul de tensiune și amplificatorul de putere, R_{12} este rezistența de negativare, iar C_{16} un condensator cu rol de filtru pentru înaltă frecvență. Funcționarea amplificatorului de putere este îmbunătățită prin aplicarea reacției negative duble (de curent și de tensiune), dozarea făcîndu-se cu rezistență reglabilă R_{11} . Volumul de ieșire se reglează cu potențiometrul R_{10} .

Ca tub de reactanță s-a folosit heptoda schimbătoare de frecvență 6 А10 С. Cuplajul de reacție este format din condensatorul semivariabil C_{17} și potențiometrul R_{13} , legate între anod, grila 1 și masă. Anodul tubului este legat galvanic cu anodul oscilatorului nr. 2. Rezistența reglabilă R_{14} servește pentru dozarea tensiunii în dinți de ferăstrău, C_{18} este condensator de decuplaj, iar grupul C_{19} și R_{15} servește la negativare.

Generatorul cu tensiunea în dinți de ferăstrău conține dubla triodă ECC85 care funcționează ca generator autoblocat și pentoda amplificatoare de tensiune 6Ж8 pentru liniarizare.

T_3 este un transformator de televizor, iar R_{20} servește pentru reglarea frecvenței în limitele $20 \div 200$ Hz.

Tensiunea de grilă a tubului generatorului autoblocat este tot timpul negativă în afara unor impulsuri scurte cînd este pozitivă. De aceea, dacă această tensiune se aplică pe grila tubului de descărcare (a doua triodă), majoritatea timpului tubul va fi blocat. Astfel condensatorul C_{25} se încarcă, iar la ieșirea schemei apare o tensiune cu creștere liniară. În timpul impulsului scurt pozitiv apărut pe grila tubului generatorului autoblocat și transmis și grilei tubului de descărcare, acesta începe să conducă și condensatorul C_{25} se descarcă. Încărcarea condensatorului C_{25} se face prin pentoda de liniarizare.

Rezistența R_{21} reduce tensiunea anodică la valoarea de regim de blocare, C_{22} este condensator de decuplaj, C_{21} este condensator de cuplaj, C_{23} este condensator pentru cuplaj cu sincronizarea exterioară, R_{19} și R_{20} sînt rezistențe de grilă, C_{26} este condensator de cuplaj pentru sincronizarea osciloscopului catodic. C_{24} este condensator de cuplaj cu repetorul catodic, R_{22} este rezistența care cu tubul 6Ж8 servește la liniarizare, R_{23} este rezistența de grilă a tubului 6Ж8. R_{24} este rezistența de grilă ecran, iar C_{14} și R_9 formează un filtru pentru închiderea componentei alternative la masă.

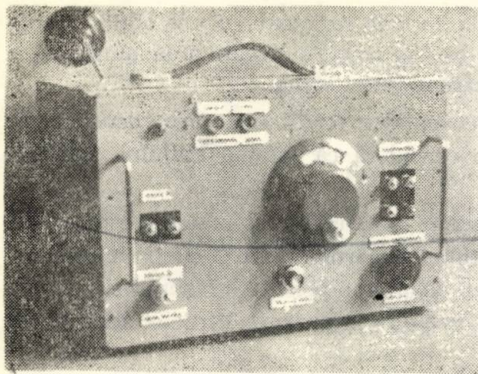


Fig. 6. Vederea de ansamblu a wobulatorului de audiofrecvență.

Repertoriul catodic constituit din pentoda amplificatoare de tensiune 6A U6 servește pentru a schimba impedanța mare de ieșire a generatorului de baleiaj, în impedanță mică de intrare a tubului de reactanță. R_{17} este rezistența de sarcină a repertoriului catodic, iar R_{18} este rezistența de grilă.

Etajul de alimentare este compus din transformatorul de rețea T_1 220/250/6,3 V. Pentru redresare s-a utilizat redresorul cu seleniu Tip ABC în punte, urmat de un filtru în π .

Bornele „A” și „B” servesc pentru sincronizarea osciloscopului catodic și eventual pentru sincronizarea generatorului autoblocat după impulsuri exterioare.

Vederea de ansamblu a aparatului este redată în fig. 6.

Résumé

On présente la réalisation d'un wobulateur pour audiofréquence qui permet de visualiser sur l'écran de l'oscillographe cathodique des courbes de résonance propre des éprouvettes de bois ou de métaux soumises à des vibrations forcées. L'examen de la pointe de la courbe de résonance permet le calcul du décrement logarithmique et représente un des moyens indirects de mesurer le frottement intérieur des corps.

L'appareil contient dans son schéma électrique un oscillateur fixe, un oscillateur variable manuel et variable à tube de réactance, un étage changeur de fréquence par différence ($f_2 - f_1 = 0 \div 7000$ Hz), le tube de réactance commandé par un générateur de balayage à tension en dents de scie, un amplificateur à basse fréquence et un étage d'alimentation.

Dans la littérature de spécialité il ne sont pas indiqués que des wobulateurs à haute fréquence.

Резюме

В работе описывается wobулятор для звуковых частот изготовленный автором.

Исследование пика резонансной кривой даёт возможность рассчитывать логарифмического осциллографа собственной резонансной кривой образцов деревянных или металлических, подвергнутых вынужденным колебаниям.

Исследование пика резонансной кривой даёт возможность рассчитывать логарифмический декремент и таким образом, косвенным путём, определить внутреннее трение материала.

В электрической схеме аппарата постоянный осциллятор, переменный ручной осциллятор и переменный осциллятор с реактивной лампой, смеситель разности частот ($f_2 - f_1 = 0 \div 7000$ гц) реактивная лампа управляемая генератором развёртки с пилообразным напряжением, усилитель низкой частоты и каскад питания.

В литературе освещены пока только wobulATORY для высоких частот.

Bibliografie

1. CARTIANU, GH. : *Modulația de frecvență*, Editura Academiei R.S.R. București, 1958.
 2. CONSTANTINESCU, ST. : *Radiotehnica teoretică și practică*, vol. II, Editura tehnică, București, 1961.
 3. x x x *Funkschau*, colecția 1954.
 4. x x x *Funktechnik*, colecția 1953—1954.
 5. PAVELESCU, C. : *Construiți un wobulator*, Radioamatorul, nr. 2, 1958.
 6. SOBOLEVSKI, A. G. : *Tehnica impulsurilor*, traducere din limba rusă, Editura tehnică, București, 1960.
 7. SZAKÁCS, G. : *Wobbulător*. *Rádiótechnika*, nr. 2 și 3, 1957.
 8. TANASESCU, T. : *Manual de tuburi și circuite electronice*, vol. III, Editura Academiei, București, 1957.
-

CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVIND MĂSURAREA PIERDERILOR MAGNETICE LA INDUCȚII MARI

SZABO WILIBALD

Introducere

În cazul magnetizării materialelor feromagnetice în cîmpuri alternative, datorită relației neliniare dintre inducția B și intensitatea cîmpului magnetic H curentul prin înfășurarea de magnetizare va fi nesinusoidal, chiar dacă tensiunea de alimentare este sinusoidală. Căderile de tensiune pe rezistențele circuitului de magnetizare determină distorsionarea inducției magnetice în miez, care va fi mai pronunțată în apropiere de saturație. Deoarece pierderile magnetice sînt dependente de frecvență, măsurarea acestora este afectată de armonicele inducției din miezul de încercat.

În practica curentă se tinde ca măsurările să se facă sub inducție sinusoidală, iar cînd acest lucru nu este posibil pierderile magnetice obținute se reduc la o variație sinusoidală a inducției, cu ajutorul unor relații empirice (pentru a permite compararea ușoară a caracteristicilor diferitelor materiale feromagnetice).

La măsurarea pierderilor magnetice prin metoda wattmetrică (cu aparatul Epstein), rezistența totală a circuitului de magnetizare este relativ mică, de ordinul ohmilor, astfel încît pentru inducții pînă la $1 \frac{W_b}{m^2}$ distorsiunile în curba de variație a acesteia și respectiv ale tensiunii secundare pot fi neglijate. La inducția de $1,5 \frac{W_b}{m^2}$ (pentru tole obișnuite de transformator cu 4% Si) amplitudinea armonicii 3 a tensiunii secundare atinge cca. 50% din amplitudinea fundamentalei, iar armonica 5 cca. 15%; în consecință pierderile măsurate cresc cu 12—14% față de cele determinate sub inducție sinusoidală.

Măsurarea pierderilor magnetice la inducții mari, corespunzătoare porțiunii neliniare a curbelor de magnetizare, prin metoda punții în c.a. ridică probleme dificile. Se arată că în acest caz (B și H fiind nesinusoidale) pierderile magnetice pot fi calculate cu ajutorul expresiei :

$$P_t = \frac{\omega}{2} V B_{1 \max} H_{1 \max} \sin \delta - \frac{\omega}{2} V \sum_2^{\infty} K B_{K \max} H_{K \max} = R_t I_1^2 - R_p \sum_2^{\infty} I_K^2 \quad (1)$$

în care :

- $B_{1 \max}, H_{1 \max}$ — amplitudinile armonicelor de ordinul 1 și K ale inducției și intensității câmpului magnetic din miez ;
 $B_{K \max}, H_{K \max}$ — amplitudinile armonicelor de ordinul K ale inducției și intensității câmpului magnetic din miez ;
 V — volumul miezului feromagnetic ;
 δ — unghiul de pierderi ;
 R_f — rezistența de pierderi ;
 R_p — rezistența circuitului de magnetizare ;
 I_1, I_K — valorile efective ale armonicelor de ordinul 1 și K ale curentului din înfășurarea de magnetizare.

Din această relație rezultă că pierderile magnetice sînt egale cu diferența dintre puterea disipată în rezistența de pierderi, de către armonica fundamentală a curentului și puterea disipată în rezistența circuitului de magnetizare de armonicile superioare de curent, generate de miezul feromagnetic. Deci, pentru determinarea pierderilor magnetice trebuie măsurate, în condițiile experienței, rezistențele R_f și R_p , precum și curenții $I_1, I_2, \dots$; metoda fiind astfel relativ complicată și cu precizie redusă.

Măsurările pot fi mult simplificate (în special la utilizarea punții) și se poate mări precizia lor prin sinusoidalizarea inducției în miezul feromagnetic cu ajutorul amplificatoarelor de putere cu reacție. Această metodă are și alte avantaje care vor fi arătate în cele ce urmează.

Sinusoidalizarea inducției magnetice în miezul feromagnetic cu ajutorul amplificatoarelor de putere cu reacție negativă de tensiune.

Se consideră o înfășurare cu w spire, avînd un miez feromagnetic închis, cu secțiunea S (exemplu primarul unui aparat Epstein), care se conectează la bornele unui generator, avînd t.e.m. sinusoidală $u = U_{\max} \sin \omega t$ (figura 1).

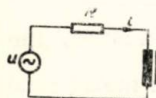


Fig. 1. Circuit de magnetizare

Se notează cu R rezistența totală a circuitului, compusă din rezistența internă a sursei, rezistența înfășurării și a conductoarelor de legătură. Se neglijează inductanța de scăpări a bobinei.

În aceste condiții ecuația diferențială a circuitului este :

$$u = R i + w S \frac{dB}{dt} \quad (2)$$

Curentul de magnetizare i va avea o componentă fundamentală și o serie de armonice, determinate de caracteristica neliniară $B-H$:

$$i = I_1 \sin(\omega t + \varphi_1) + \sum_2^{\infty} I_K \sin(K \omega t + \varphi_K) \quad (3)$$

Deci :

$$w S \frac{dB}{dt} = U_{\max} \sin \omega t - R I_1 \sin(\omega t + \varphi_1) - R \sum_2^{\infty} I_K \sin(K \omega t + \varphi_K) \quad (4)$$

Această relație poate fi scrisă sub forma :

$$\frac{dB}{dt} = \frac{U_{e\max}}{wS} \sin(\omega t + \Theta) - \frac{R}{wS} \sum_2^{\infty} I_K \sin(K\omega t + \varphi_K) \quad (5)$$

în care :

$$U_{e\max} = \sqrt{(U_{\max} - R I_1 \cos \varphi_1)^2 + (R I_1 \sin \varphi_1)^2} \quad (6)$$

$$\Theta = \arctg \frac{R I_1 \sin \varphi_1}{U_{\max} - R I_1 \cos \varphi_1} \quad (7)$$

Din relația (5) rezultă că $\frac{dB}{dt}$ (respectiv B) conține armonice de ordin superior. Amplitudinea relativă a armonice de ordinul K din curba $\frac{dB}{dt}$ raportată la cea fundamentală, va fi :

$$b_K = \frac{R I_K}{U_{e\max}} \quad (8)$$

Reducerea distorsiunilor inducției magnetice, respectiv sinusoidalizarea ei, este posibilă prin utilizarea amplificatoarelor de putere cu reacție negativă de tensiune.

În figura 2 se indică alimentarea circuitului de magnetizare de la un oscilator electronic, prin intermediul unui amplificator de putere, avînd factorul de amplificare A. Reacția negativă de tensiune se aplică la intrarea amplificatorului de la o înfășurare cu w_2 spire, care se găsește pe miezul feromagnetic de încercat (exemplu înfășurarea secundară a aparatului Epstein).

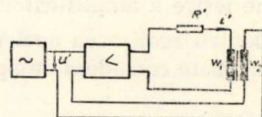


Fig. 2. Circuit de magnetizare alimentat prin amplificator de putere cu reacție negativă de tensiune.

Ecuția diferențială a circuitului va fi în acest caz :

$$A(u' - w_2 S \frac{dB}{dt}) = K' i' + w_1 S \frac{dB}{dt} \quad (9)$$

sau :

$$w_1 S \frac{dB}{dt} (1 + AK) = A u' - R' i' \quad (10)$$

unde :

$$K = \frac{w_2}{w_1}$$

Dacă u' este sinusoidal și i' are expresia de forma (3), ecuația (10) devine :

$$w_1 S \frac{dB}{dt} = \frac{1}{1 + AK} \left[A U'_{\max} \sin \omega t - R' I'_1 \sin(\omega t + \varphi'_1) - R' \sum_2^{\infty} I_K \sin(K\omega t + \varphi'_K) \right] \quad (11)$$

Sau .

$$\frac{dB}{dt} = \frac{U'_{e \max}}{w_1 S} \sin(\omega t + \Theta') - \frac{R'}{w_1 S (1 + AK)} \sum_2^{\infty} I'_K \sin(K \omega t + \varphi'_K) \quad (12)$$

în care :

$$U'_{e \max} = \frac{1}{1 + AK} \sqrt{(AU'_{\max} - R' I'_1 \cos \varphi'_1)^2 + (R' I'_1 \sin \varphi'_1)^2} \quad (13)$$

$$\Theta' = \arctg \frac{R' I'_1 \sin \varphi'_1}{AU'_{\max} - R' I'_1 \cos \varphi'_1} \quad (14)$$

Amplitudinea relativă a armonice de ordinul K din expresia lui $\frac{dB}{dt}$ va fi :

$$b'_K = \frac{R' I'_K}{U'_{e \max}} \cdot \frac{1}{1 + AK} \quad (15)$$

Comparînd relațiile (8) și (15) se obține :

$$\frac{b'_K}{b_K} = \frac{R' I'_K U_{e \max}}{R I_K U'_{e \max}} \cdot \frac{1}{1 + AK} \quad (16)$$

Avînd în vedere că prin utilizarea reacției negative de tensiune impedența de ieșire a amplificatorului de putere se micșorează sensibil (de $1 + AK$ ori) și că pentru realizarea aceleiași inducții în ambele situații trebuie ca $U_{e \max} \simeq U'_{e \max}$, se poate considera cu aproximație (pentru $AK \gg 1$) :

$$\frac{b'_K}{b_K} \simeq \frac{1}{AK} \quad (17)$$

adică efectul reacției este reducerea conținutului de armonice superioare în $\frac{dB}{dt}$ cu factorul AK . Făcînd acest factor suficient de mare, armonicele se pot reduce la orice nivel dorit și se obține o variație practic sinusoidală a inducției.

Explicația fizică este următoarea : dacă se aplică o tensiune sinusoidală la intrarea amplificatorului, din cauza căderilor de tensiune pe rezistențe, tensiunea la bornele bobinei, respectiv inducția din miez, vor fi nesinusoidale. În cazul cînd există o reacție negativă de tensiune, atunci se aplică la intrarea amplificatorului o tensiune distorsionată în sens invers, armonicele de tensiune care apar la ieșire se vor compensa cu cele produse de trecerea curentului de magnetizare prin rezistențele circuitului, iar inducția, respectiv tensiunea secundară, vor fi practic sinusoidale.

În afară de reducerea distorsiunilor inducției magnetice din miezul de încercat, utilizarea reacției negative de tensiune mai are și avantajul măririi stabilității de funcționare a amplificatorului. Într-adevăr dacă $AK \gg 1$, $AU'_{\max} \gg R' I'_1$ și $AU'_{\max} \gg R' I'_K$, iar din relația (11) rezultă :

$$w_2 S \frac{dB}{dt} \simeq U'_{\max} \sin \omega t$$

deci reacția negativă este aproape totală, adică amplificatorul nu efectuează propriu-zis o amplificare, ci doar repetă la ieșire semnalul de intrare. Factorul de amplificare A_r a amplificatorului cu reacție negativă va depinde în acest caz numai de factorul de reacție K .

$$A_r = \frac{A}{1 + KA} \approx \frac{1}{K}$$

Astfel, reacția negativă stabilizează factorul de amplificare care devine independent de influențele externe, iar stabilitatea frecvenței și amplitudinii funcției $\frac{dB}{dt}$ va fi la fel de bună ca și cea a tensiunii de comandă furnizată de oscilator, îmbunătățindu-se precizia măsurării.

Alegerea factorului de amplificare necesar pentru a limita armonicile superioare la un nivel dat, se face pe baza relației (15) scrisă sub forma :

$$b'_K = \frac{R'}{Z_i} \cdot \frac{h_K}{1 + AK}$$

în care :

$h_K = \frac{I'_K}{I'_i}$ și $Z_i = \frac{U'_{e \max}}{I'_i}$ — impedanța corespunzătoare miezului feromagnetic la frecvența fundamentală. Din analiza armonică a curbei curentului de magnetizare se constată că pentru inducția sinusoidală cuprinsă între $1-2 \frac{W_b}{m^2}$ conținutul în armonicile 3 și 5 :

$$b_3 = \frac{I'_3}{I'_i} \quad h_5 = \frac{I'_5}{I'_i}$$

variază între 0,15—0,8, respectiv 0,05—0,55. Astfel, pentru tole obișnuite de transformator cu 4% Si, la $B=1,7 \frac{W_b}{m^2}$ se obține $h_3=0,65$ și $h_5=0,35$.

Rezistența R' este determinată în mare măsură de rezistența de ieșire a amplificatorului. Dacă tubul final este o triodă, adaptată la sarcină, rezistența de ieșire va fi de ordinul $0,5 Z_i$. Ținând cont și de celelalte rezistențe din circuit, se poate lua $R' = 0,7 Z_i$. Deci, pentru $b_3=0,01$ (1% armonica a treia) rezultă :

$$AK = \frac{R'}{Z_i} \cdot \frac{h_3}{b'_3} - 1 = 0,7 \frac{0,65}{0,01} - 1 \approx 45$$

Dacă amplificatorul are la ieșire o pentodă, rezistența internă a acesteia fiind mai mare decât a triodei, vor fi necesari factori de amplificare mai mari. În acest caz $AK = 350-400$.

Aplicații la măsurarea pierderilor prin metoda wattmetrului și a punții în c.a.

În mod obișnuit aparatul Epstein este alimentat de la un alternator cu puterea de cel puțin 1—2 kVA, avînd o rezistență internă redusă. S-a arătat că distorsiunile în curba inducției, respectiv a tensiunii secundare, sînt practic neglijabile pentru inducții pînă la $1 \frac{W_b}{m^2}$ dar la valori mai mari ale acesteia, datorită căderilor de tensiune nesinusoidale în circuitul de magnetizare, distorsiunile de-

vin mai pronunțate, iar pierderile magnetice măsurate cresc față de cele corespunzătoare unei inducții sinusoidale. Apare deci, necesitatea reducerii acestor pierderi la o variație sinusoidală a inducției în miez, respectiv a tensiunii secundare a aparatului Epstein. Pentru aceasta trebuie cunoscut factorul de formă a tensiunii secundare, care se determină de obicei cu ajutorul a două voltmetre conectate în secundar ; unul de valori medii, altul de valori efective.

Utilizând amplificatoare de putere cu reacție negativă de tensiune se simplifică măsurările la inducții ridicate, obținându-se direct pierderile magnetice corespunzătoare inducției sinusoidale.

Avantajul esențial al folosirii amplificatoarelor cu reacție iese în evidență la măsurarea pierderilor magnetice cu ajutorul punții în c.a. Schema de principiu a montajului, cu o punte Maxwell — Wien, este dată în figura 3. Prin utilizarea reacției negative de tensiune, forma curbei inducției în miezul feromagnetic devine aproape sinusoidală.

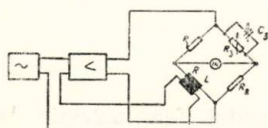


Fig. 3. O punte Maxwell-Wien alimentată prin amplificator cu reacție negativă de tensiune.

Trebuie menționat că și în acest caz apar căderi de tensiune nesinusoidale pe rezistențele circuitului de magnetizare, dar puterea corespunzătoare armonicilor superioare va fi furnizată de amplificator și nu de miezul feromagnetic. În consecință, pierderile magnetice nu se vor calcula cu expresia relativ complicată (1), ci cu relația :

$$P_f = R_f I_1^2$$

ele corespunzând unor inducții sinusoidale.

În mod analog, utilizând amplificatoare cu reacție negativă, poate fi mult simplificată măsurarea pierderilor magnetice prin metoda potențiometrică.

Concluzii

Alimentarea circuitelor de magnetizare, în montajele utilizate pentru măsurarea pierderilor magnetice, de la oscilatoare electronice prin intermediul amplificatoarelor de putere cu reacție negativă de tensiune, permite obținerea unei inducții practic sinusoidale în miezurile feromagnetice, supuse încercărilor. Metoda poate fi folosită, fără a se face corecții pentru forma curbei inducției, la măsurarea pierderilor cu wattmetrul până la inducții de $2 \frac{W_b}{m^2}$ iar cu puntea până la $1,7 \frac{W_b}{m^2}$. Un alt avantaj al metodei constă în realizarea unei bune stabilități a amplitudinii și frecvenței inducției în miez. În acest fel măsurările devin mai simple și precizia lor se mărește.

Résumé

A la mesure des pertes en matériaux ferromagnétiques à induction élevée, à cause de relation nonlinéaire entre B et H, le courant magnétisant et l'induction dans le noyau soumis à l'épreuve seront nonsinusoidaux. Les pertes déterminées ainsi sont plus grandes que les pertes qui correspondent à une variation sinusoidale de l'induction. Si on alimente le circuit

magnétisant d'un oscillateur électrique par l'intermédiaire d'un amplificateur à réaction négative de tension on peut obtenir une induction pratiquement sinusoïdale et ainsi les corrections pour les erreurs introduites par les distorsions indiquées, ne sont plus nécessaires.

Резюме

При измерении потерь в ферромагнитных материалах, при высоких индукциях, из-за нелинейной зависимости между B и H ток намагничивания и индукция в образце, подверженному испытанию, будут несинусоидальными. Потери, определённые таким образом, больше соответствующих синусоидальному изменению индукции. При питании обмотки намагничивания от электронного осциллятора через усилитель с отрицательной обратной связи по напряжению можно получать практически синусоидальную индукцию; таким образом не будут необходимыми коррекции погрешностей введённых вышеуказанными причинами.

Bibliografie

1. COOTER L. I., HARRIS W. P. In : *Journal of Research* N.B.S. 57, 1956, p. 103.
 2. COOTER L. I., HARRIS W. P. In : *A.I.E.E. Transactions*, pt. I, 75, 1956, p. 252.
 3. ASTBURY N. F., In : *Proceedings I.E.E.* pt. II, 95, 1948, p. 607.
 4. HEMMER N., In : *ETZ* — A, 96, 1965, H. 12, p. 396.
 5. TIKIN G. S. : „*Elektronnie usiliteli*“ Sviazizdat, Moskva, 1963.
-

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
DIVISION OF THE PHYSICAL SCIENCES
DEPARTMENT OF CHEMISTRY

REPORT OF THE
COMMISSIONERS OF THE
UNIVERSITY OF CHICAGO
FOR THE YEAR 1900

CHICAGO
UNIVERSITY OF CHICAGO PRESS
1901

CALCULUL ILUMINATULUI FLUORESCENT CU NOMOGRAME

BOMPA LUCIAN

Metoda de calcul a iluminatului dezvoltată în cele ce urmează se bazează pe determinarea intensității luminoase utilizând nomograme ce simplifică și reduc timpul pe care-l necesită calculul cu rigla.

Acest fapt determină următoarele avantaje principale: într-un timp mai scurt ca cel pe care-l necesită chiar metodele aproximative, nomogramele din prezenta lucrare ne precizează nivelul iluminărilor în diversele puncte caracteristice ale încăperii. Ne permit să facem cu ușurință diferite studii comparative, trăgînd în mod rapid și cît se poate de clar, concluziile care derivă. Ne permit să ne orientăm ușor asupra parametrilor pe care trebuie să-i alegem pentru a realiza iluminarea propusă.

Nomogramele permit calculul nu numai al componentei directe ci și al componentei reflectate, care în cazul încăperilor cu factori de reflexie ridicați devine importantă.

EXPUNEREA METODEI

Premizele calculelor

În calculul nomogramelor, diagrama fotometrică din planul perpendicular pe axa lămpii s-a considerat cea dată în cataloage pentru corpurile CIB iar pentru corpurile CGA pentru birou (nomograma nr. 2) s-a considerat o circumferință corespunzătoare tuburilor fluorescente fără reflector. Caracteristicile tuburilor introduse în calcul sînt redată după prospectul dat de Electrofar.

Caracteristicile lămpilor fluorescente

Tip de lampă	Puterea nomin. W	Diametru mm	Lungimea mm	Greutatea kg	Culoarea : alb (2)	Culoarea : alb lumina zilei corectat (1 X)
					flux luminos după 160 ore funcționare, în lumeni	
LFA 20	20	38	590	0,160	980	750
LFA 40	40	38	1200	0,300	2450	2000
LFA 65	65	38	1500	0,360	3900	3240

FORMULE UTILIZATE

Calculul componentei directe

Formulele utilizate în calculul prin nomograme sînt cele deduse prin metoda intensității luminoase în lucrarea 1.

Pentru un șir luminos de lungime a , format din corpuri fluorescente de lungime l , avînd distanța între capete λ și dispuse la înălțimea h , deasupra planului util, iluminarea directă într-un punct P situat la distanța L_0 respectiv $(a - L_0)$ de capetele șirului și la o distanță pe orizontală (în planul util) d , este dată de relația :

$$E = \frac{10^{-3} \varphi_0 n I t}{2(l + \lambda)} \cdot \frac{1}{(hk)} \left[\arctg \frac{L_0}{H} + \frac{1}{2} \sin 2 \arctg \frac{L_0}{H} + \arctg \frac{a - L_0}{H} + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \sin 2 \arctg \frac{a + L_0}{\sqrt{d^2 + h^2}} \right] \frac{1}{1 + \left(\frac{d}{h} \right)^2} \quad (1)$$

în care : I reprezintă intensitatea luminoasă a corpului de iluminat considerat pentru un flux luminos de 1000 lum.

φ_0 — este fluxul luminos nominal al unui tub fluorescent ;

n — numărul de tuburi pe care le conține un corp ;

k — coeficient de depreciere ;

t — coeficient ce ține seama de scăderea fluxului cu durata de funcționare ;

$H = \sqrt{d^2 + h^2}$.

Pentru cazul mai multor șiruri luminoase, iluminarea dată de relația (1) se însumează corespunzător pentru fiecare șir constituind relația metodei intensității luminoase.

Pentru lungimea șirului mai mare ca $4h$ $\left(\arctg \frac{L_0}{H} \cong \frac{\pi}{2} \right)$ în ambele părți ale punctului considerat și pentru n șiruri cu distanțele corespunzătoare d_i avem :

$$E_{\infty} = \frac{10^{-3} \varphi_0 n t \pi}{2(l + \lambda) h k} \sum_{i=1}^n \frac{1}{1 + \left(\frac{d_i}{h} \right)^2} \quad (2)$$

Aceasta este relația cu care s-au calculat nomogramele 1 și 2.

Pentru șiruri de lungime oarecare, relația (1) se poate scrie astfel

$$E_d = 0,5 E_{\infty} \cdot [K(\alpha_1) + K(\alpha_2)] \quad (3)$$

în care :

$$K(\alpha_1) = \frac{1}{\pi} \left(2 \arctg \frac{L_0}{H} + \sin 2 \arctg \frac{L_0}{H} \right)$$

$$K(\alpha_2) = \frac{1}{\pi} \left(2 \arctg \frac{a - L_0}{H} + \sin 2 \arctg \frac{a - L_0}{H} \right)$$

Această relație stă la baza nomogramei nr. 3 care corectează calculele din nomograma nr. 1 sau 2 în cazul șirurilor de orice lungime.

Pentru șirurile care au distanțe diferite „ d ”, componenta E_{∞} se calculează cu nomogramele nr. 1 sau 2 pentru fiecare caz în parte (adică efectul fiecărui șir) care apoi se corectează cu nomograma nr. 3 și rezultatele se însumează.

Calculul componentei indirecte (E_r)

Pentru încăperile cu factori de reflexie ridicați și cu dimensiuni reduse componenta reflectată (indirectă) are valori ce nu se pot neglija.

$$\text{Calculul ei se face cu relația : } E_r = \frac{\varphi_r}{S k} \quad (4)$$

în care : φ_r este fluxul luminos reflectat ce cade pe suprafața utilă S ; S — suprafața utilă; K — coeficientul de depreciere.

Notăm : $\rho_{med} = \frac{\sum \rho_i S_i}{\sum S_i}$ factorul mediu de reflexie :

N — numărul corpurilor ;

n — nr. tuburilor pe corp și care au fluxul φ_0 fiecare ;

E_{dn} — componenta medie directă a iluminării calculată cu nomogramele 1 sau 2 și 3 ;

h și h' — înălțimi precizate în schițele din nomograme ;

η — randamentul luminos al corpurilor. Efectuind calculele se obține :

$$E_r = \left[\frac{4(h+h')}{\sqrt{S}} \frac{1-\rho_{med}}{\rho_{med}} + \frac{1}{\rho_{med}} \right]^{-1} \left(\frac{\varphi_0 \eta t n}{k(l+\lambda)d} - \frac{E_{dm}}{k} \right) \quad (5)$$

Cu această relație s-a calculat nomograma nr. 4. În coloanele nomogramei s-au introdus prin substituția unor factori din relația de mai sus (5) unele mărimi auxiliare. Astfel dacă notăm :

$$\left(\frac{4(h+h')}{\sqrt{S}} \frac{1-\rho_m}{\rho_m} + \frac{1}{\rho_m} \right)^{-1} = A$$

și

$$\frac{\varphi_0 \eta t n}{k(l+\lambda)d} - \frac{E_{dm}}{k} = B$$

atunci

$$E_r = A \cdot B \quad (6)$$

în care : A , ar avea interpretarea unui randament de reflexie, adică raportul între componenta reflectată a iluminării și iluminarea datorită fluxului incident pe suprafața de reflexie.

Mersul calculului prin nomograme

În cele ce urmează nu vom repeta mersul calculului specificat la fiecare nomogramă în parte, ci vom insista asupra unor cazuri particulare ce nu se încadrează în valorile cuprinse în nomogramă.

Pentru nomogramele nr. 1 și nr. 2 pentru cazul cel mai general cînd dorim să cunoaștem intensitatea luminoasă rezultantă F (mărimă ce corespunde șiru-

rilor cu un flux pe unitatea de lungime de 1000 l m) și a unor șiruri luminoase de lungime 4 h și dispuse la distanțele d_i față de punctul considerat, se parcurge nomograma de la coloana 1 (efectul primului șir) prin coloana 2 (efectul celui de al doilea șir), coloana 4 (efectul celui de al treilea șir) și rezultă în coloana nr. 5 rezultanta intensității luminoase în candel.

Cînd șirurile au lungime mică și deci trebuie corectate valorile E_∞ cu ajutorul nomogramei nr. 3, se determină intensitatea luminoasă respectiv iluminarea E_∞ pentru fiecare șir cu aceeași distanță d față de punctul considerat.

Calculul intensității luminoase rezultante, dată în coloana nr. 5 corespunde și efectului șirului cu $d=0$ (adică deasupra punctului considerat) care este 243 cd. Cînd însă punctul considerat nu se află sub șir, din mărimea rezultată F , se scade 243.

Pentru cazul cînd $\frac{d}{h}$ corespunzător primului șir (coloana nr. 1) ar fi mai mare decît 1,25 (vezi nomograma nr. 1) de exemplu 1,5, se poate folosi coloana nr. 2 sau nr. 4 în felul următor: în coloana 1 se ia valoarea „0” iar în coloana 2 se ia valoarea $1,5:2=0,75$ sau dacă am utiliza coloana nr. 4 se ia și la coloana nr. 2 valoarea zero iar la coloana 4 valoarea $1,5:3=0,5$.

În cazul cînd rezultanta intensității luminoase este mai mică ca 243 cd. de la care începe gradarea coloanei nr. 6 de exemplu $F=30$ cd, se face calculul lui E_∞ pentru 300 cd iar rezultatul se împarte cu 10. Tot așa în caz că F ar fi mai mare ca 1000 cd. se împarte cu un anumit factor pentru a ne încadra în mod convenabil în nomogramă, urmînd să procedăm la fel și asupra rezultatului.

În cazul cînd cu anumite valori n , h sau $l+\lambda$, ieșim din cadrul nomogramei reducem sau multiplicăm una din aceste valori cu un factor convenabil (cum ar fi de exemplu valoarea 2) urmînd ca rezultatul E_∞ să fie și el redus sau multiplicat cu acest factor după cum mărimea respectivă n , h sau $l+\lambda$ intervin la numărător sau la numitor în formula de calcul a lui E_∞ (vezi formulele de calcul date în nomograme).

Concluzii

Metoda expusă este indicată celor ce proiectează curent instalații de iluminat. Nomogramele parcurg toate etapele cerute în calculul cu rigla, aplicînd metoda intensității luminoase, însă cu o eficiență sporită.

Metoda expusă a fost verificată atît cu rigla de calcul cît și prin măsurători la unele instalații de iluminat realizate.

Summary

The method of calculus of fluorescent lighting dealt with in the present paper is based on determining lighting using nomograms which considerably reduce the time necessary for rule calculus.

First the paper gives the relations determining the direct and indirect components of lighting which are then transcribed into four nomograms.

Then calculus of nomograms has been made for lighting fittings used both in workshops and offices.

Резюме

Метод расчёта светящегося освещения представлен в настоящей статье, основывается на определении освещения применяя номограммы значительно сокращающие время необходимое для вычисления линейкой.

В первую очередь представлены отношения определяющие прямой и косвенный компонент освещения и которые затем переносятся в четыре номограммы.

Расчёт номограмм был сделан для светильников применяемых в промышленных цехах и в административных отделах.

Bibliografie

1. LUGOVSCOI: *Iluminatul fluorescent*. Editura energetică de stat, 1953.
 2. A. BAILESCU și D. SAVOPOL: *Iluminatul electric*. Editura tehnică, București, 1962.
 3. M. IORGA, A. MARINESCU, A. ANDRIAN: *Diagrame abace nomograme*. Editura tehnică, București, 1959.
-

...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...

...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...

...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...

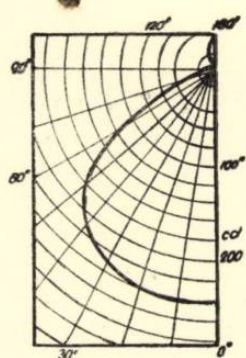
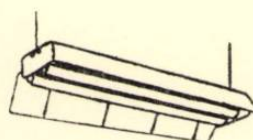
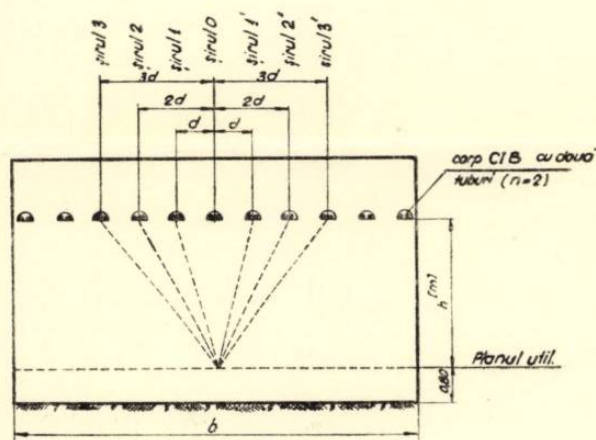


Diagrama fotometrică a corpurilor CIB - 340 pentru $\varphi_0 = 1000 \text{ l. m.}$



Corp de iluminat CIB - 340



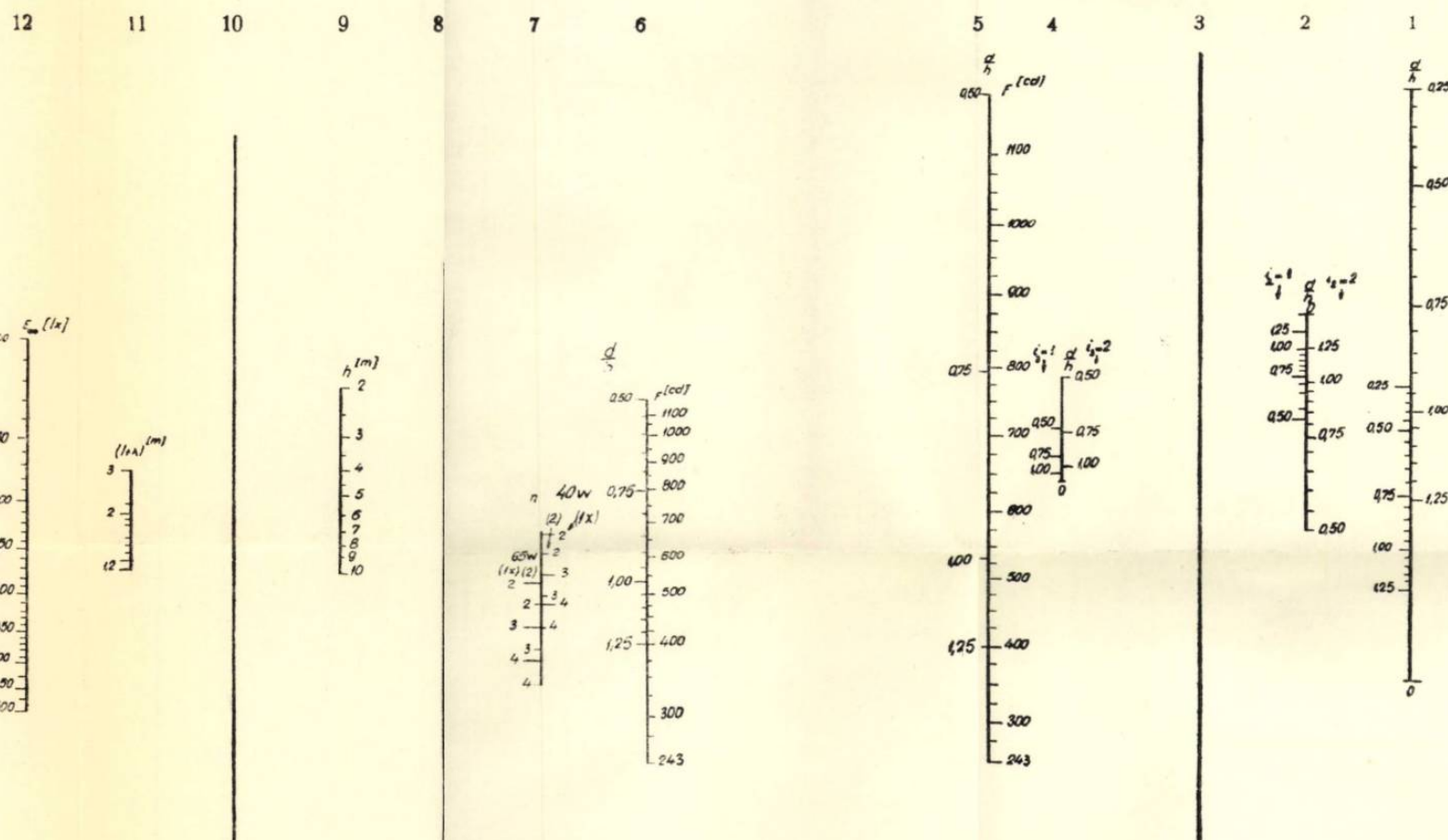
Secțiune prin hală

NOMOGRAMA NR. 1. CALCULUL COMPONENTEI DIRECTE A ILUMINĂRII E_{∞} PENTRU CAZUL CORPURILOR DE ILUMINAT C.I.

Numărul coloanei	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
Parametrul de calcul	E_{∞}	$l + \lambda$	$2,39 \frac{nF}{h}$		$2,39 nF$	n	$F = F_0 + i_1 f_1 + i_2 f_2 + i_3 f_3$	$f_0 + i_1 f_1 + i_2 f_2 + i_3 f_3$	$i_3 f_3$	$i_1 f_1 + i_2 f_2$	$i_2 f_2 \left(\frac{2d}{h} \right)$	$i_1 f_1 \left(\frac{d}{h} \right)$
Formula de calcul	$\frac{2,39 n \sum_{i=0}^3 i f_i}{h(l + \lambda)}$	$l + \lambda$	$\frac{2,39 n \sum_{i=0}^3 i f_i}{h}$		$2,39 n \sum_{i=0}^3 i f_i$	$2,39 n$	$f_0 + \sum_{i=1}^3 i f_i$	$f_0 + \sum_{i=1}^3 i f_i$	$i_3 \frac{1 \left(\frac{3d}{h} \right)}{1 + \left(\frac{3d}{h} \right)^2}$	$\sum_{i=1}^2 i f_i$	$i_2 \frac{1 \left(\frac{2d}{h} \right)}{1 + \left(\frac{2d}{h} \right)^2}$	$i_1 \frac{1 \left(\frac{d}{h} \right)}{1 + \left(\frac{d}{h} \right)^2}$
Denumirea parametrului utilizat	Iluminarea	Dist. între 2 corpuri de iluminat din același șir luminos	Mărimă auxiliară	Înălțimea corpurilor de iluminat deasupra planului util	Mărimă auxiliară	Numărul tuburilor fluorescente conținute într-un corp	Rap. d/h funcție de înălțimea rezultantă intensitatea luminoasă rezultantă	Rap. d/h funcție de intens. lumin. rezult. Intensitatea luminoasă rezultantă	$i_3 = 1$ Efectul șirului 3 $i_3 = 2$ Efectul șirului 3 și 2 $i_3 = 3$ Efectul șirului 3 și 1	Mărimă auxiliară	$i_2 = 1$ Efectul șirului 2 $i_2 = 2$ Efectul șirului 2 și 1 $i_2 = 3$ Efectul șirului 2 și 1 și 2	$i_1 = 1$ Efectul șirului 1 $i_1 = 2$ Efectul șirului 1 și 2

Calculul componentei directe a luminării E_{∞} pentru corpuri CIB fără grătar de protecție în șiruri luminoase cu lungimea $L \geq 4h$

Calculul rezultantei intensității luminoase $F = \sum_{i=0}^3 i f_i$ (coresp. lui $\frac{\varphi_0}{n} = 1000 \text{ l. m.}$), pentru numărul șirurilor luminoase mai mic ca 3 de o parte sau de alta a punctului considerat.

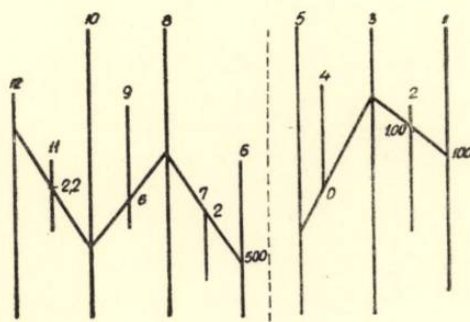


NOTA

Prezenta nomogramă servește la calculul componentei directe a iluminării în cazul folosirii corpurilor de iluminat fluorescent de tip C.I. (cazul atelierelor) și când șirurile luminoase au o lungime mai mare ca 4 h. Pentru șirurile mai mici ca 4 h iluminarea E_{∞} se corectează după nomograma nr. 3. Nomograma a avut la bază calculul curba fotometrică pentru corpul C.I.A. cu 3 tuburi, fără grătar de protecție. Această curbă corespunde și pentru alt nr. de tuburi. În cazul când se utilizează corpuri C.I.A. fără grătar de protecție iluminarea trebuie înmulțită cu 0,96. În cazul utilizării corpurilor C.I.D. (cu grătar de protecție), iluminarea E_{∞} trebuie înmulțită cu 0,82.

În cazul utilizării corpurilor C.I.C. (cu grătar de protecție), iluminarea E_{∞} trebuie înmulțită cu 0,78. Calculul pentru cazul halelor cu lățimea de $b > 6d$ decurge astfel:

- se aleg din date constructive mărimile h , d și se fixează inițial a și $i = 1$
 - cu aceste date se parcurge nomograma astfel 6-7-8; 8-9-10; 10-11-12
 - Pentru cazul halelor cu lățime $b < 6d$ se fixează punctul consistent P , determinându-se câte șiruri simple și câte șiruri duble avem (exemplu șirul dublu (1-1') $i_1 = 2$; șirul 2 simplu (2') $i_2 = 1$ și șirul 3 nu există $i_3 = 0$). Calculul decurge astfel:
 - se aleg aceleași date ca mai sus.
 - cu raportul $\frac{d}{h}$ se parcurge nomograma, astfel: 1-2-3; 3-4-5, precizînd că pentru șiruri duble se iau valorile din dreapta, pentru șiruri simple valorile din stînga, iar pentru lipsa șirului valoarea 0.
 - în coloana 5 se citește rezultatul în candelă și se raportează în coloana nr. 6 de unde nomograma se calculează ca mai sus.
 - În cazul când dorim să facem calculul într-un punct ce nu se situează sub șirul luminos se procedează astfel:
 - se fixează punctul pe care-l considerăm prin distanțele corespunzătoare la șirurile 1-1'; 2-2'; 3-3' determinîndu-se pentru fiecare rapoartele $\frac{d}{h}$
 - dacă șirurile duble nu au același d/h față de punctul considerat bazul cel mai general nomograma 1-2-3-4-5 se parcurge de două ori, o dată pentru șirurile simple (simple $i=1$) din stînga punctului considerat și o dată pentru șirurile (simple $i=1$) din dreapta punctului considerat iar rezultatele din coloana 5 se adună între ele.
 - dacă raportul $\frac{d}{h}$ pentru șirul 1-1' depășește valoarea dată în coloana nr. 1, se lucrează cu jumătate din valoare însă se fixează pe coordonata din coloana nr. 2 sau cu 1/3 din valoare, însă pe coordonata din coloana nr. 4.
 - din acest rezultat se scade o dată sau de două ori, după cum coloanele 1-5 se parcurg o dată sau de două ori, intensitatea luminoasă rezultantă corespunzătoare șirului cu $d=0$ care este pentru toate cazurile 243 cd.
 - cu acest rezultat se parcurge în continuare coloanele 6-12 conform celor specificate mai sus.
- Iluminarea E_{∞} corespunde unui flux luminos, redus cu 90% față de fluxul nominal, datorită faptului că acesta scade în decursul timpului de funcționare pînă la 85% din acel nominal. Factorul de depreciere ales este de 1,45.
- Exemplu: $\frac{d}{h} = 1$; $i_1 = 2$; $i_2 = 1$; $i_3 = 0$; $n = 2$; $h = 6$; $l + \lambda = 2,2$ rezultă că $E_{\infty} = 180 \text{ lx}$.

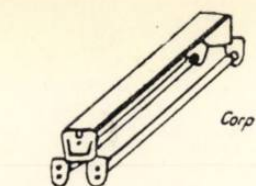


Exemplu de parcurgere a nomogramei

NOMOGRAMA NR. 2. CALCULUL COMPONENTEI DIRECTE A ILUMINĂRII E_{∞} PENTRU CAZUL CORPURILOR DE ILUMINAT C.G.A.

Calculul componentei directe a iluminării (E_{∞}) pentru corpuri C.G.A. — 140; 240
340; 440

Calculul rezultantei intensității luminoase $F = \sum_{i=0}^3 i f$ pentru numărul șirurilor luminoase mai mic decât 3, de o parte sau de alta a punctului considerat.



Corp de iluminat C.G.A. — 240

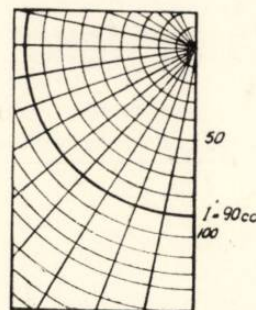
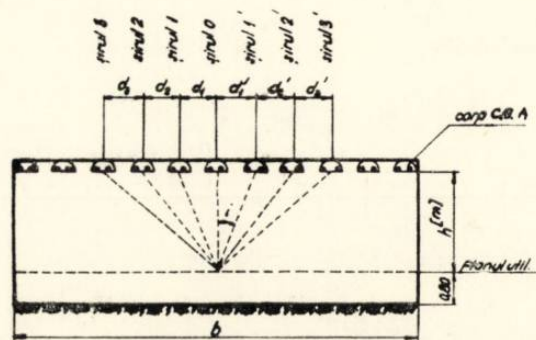


Diagrama fotometrică a corpurilor — C.G.A.

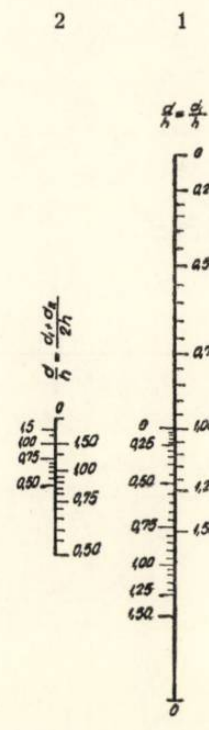
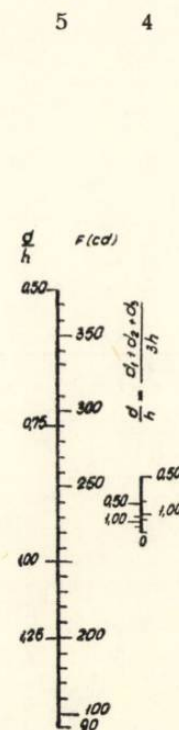
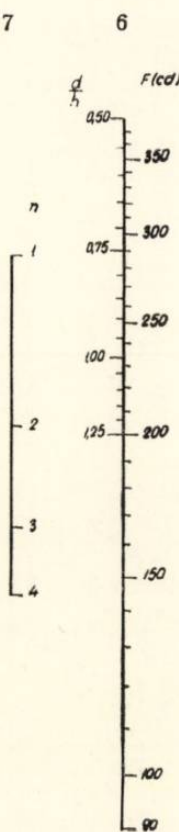
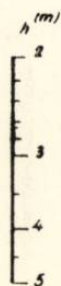
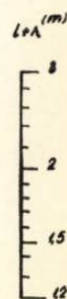
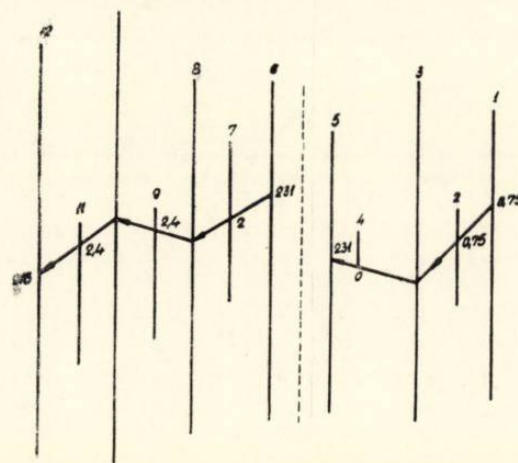
Numărul coloanei	12	11	10	9	8	7	6
Parametrul de calcul	E_{∞}	$1 + \lambda$	$\frac{2,67 n F}{h}$	h	$2,67 n$	n	$F = f_0 + i_1 f_1 + i_2 f_2 + i_3 f_3$
Formula de calcul	$\frac{2,67 \sum_{i=0}^3 i f}{h (1 + \lambda)}$	$1 + \lambda$	$2,67 n \sum_{i=0}^3 i f$	h	$2,67 \sum_{i=0}^3 i f$	$2,67 n$	$f_0 + \sum_{i=0}^3 i f$
Denumirea parametrului utilizat	Iluminarea	Distanța între două corpuri de iluminat din același șir luminos	Mărime auxiliară	Înălțimea corpului de iluminat deasupra planului util	Mărime auxiliară	Numărul tuburilor pe care le conține un corp	Rap. d/h funcție de intensitatea luminoasă rezultantă

5	4	3	2	1
$f_0 + i_1 f_1 + i_2 f_2 + i_3 f_3$	$i_3 f_3$	$i_1 f_1 + i_2 f_2$	$i_2 f_2 \left(\frac{2d}{h} \right)$	$i_1 f_1 \left(\frac{d}{h} \right)$
$f_0 + \sum_{i=0}^3 i f$	$i_3 \frac{1 \left(\frac{3d}{h} \right)}{1 + \left(\frac{3d}{h} \right)^2}$	$\sum_{i=0}^3 i f$	$i_2 \frac{1 \left(\frac{2d}{h} \right)}{1 + \left(\frac{2d}{h} \right)^2}$	$i_1 \frac{1 \left(\frac{d}{h} \right)}{1 + \left(\frac{d}{h} \right)^2}$
Rap. d/h funcție de intensitatea luminoasă rezultantă	$i_3 = 1$ Efectul șirului 3 $i_3 = 2$ Efectul șirului 3 și 3'	Mărime auxiliară	$i_2 = 1$ Efectul șirului 2 $i_2 = 2$ Efectul șirului 2 și 2'	$i_1 = 1$ Efectul șirului 1 $i_1 = 2$ Efectul șirului 1 și 1'



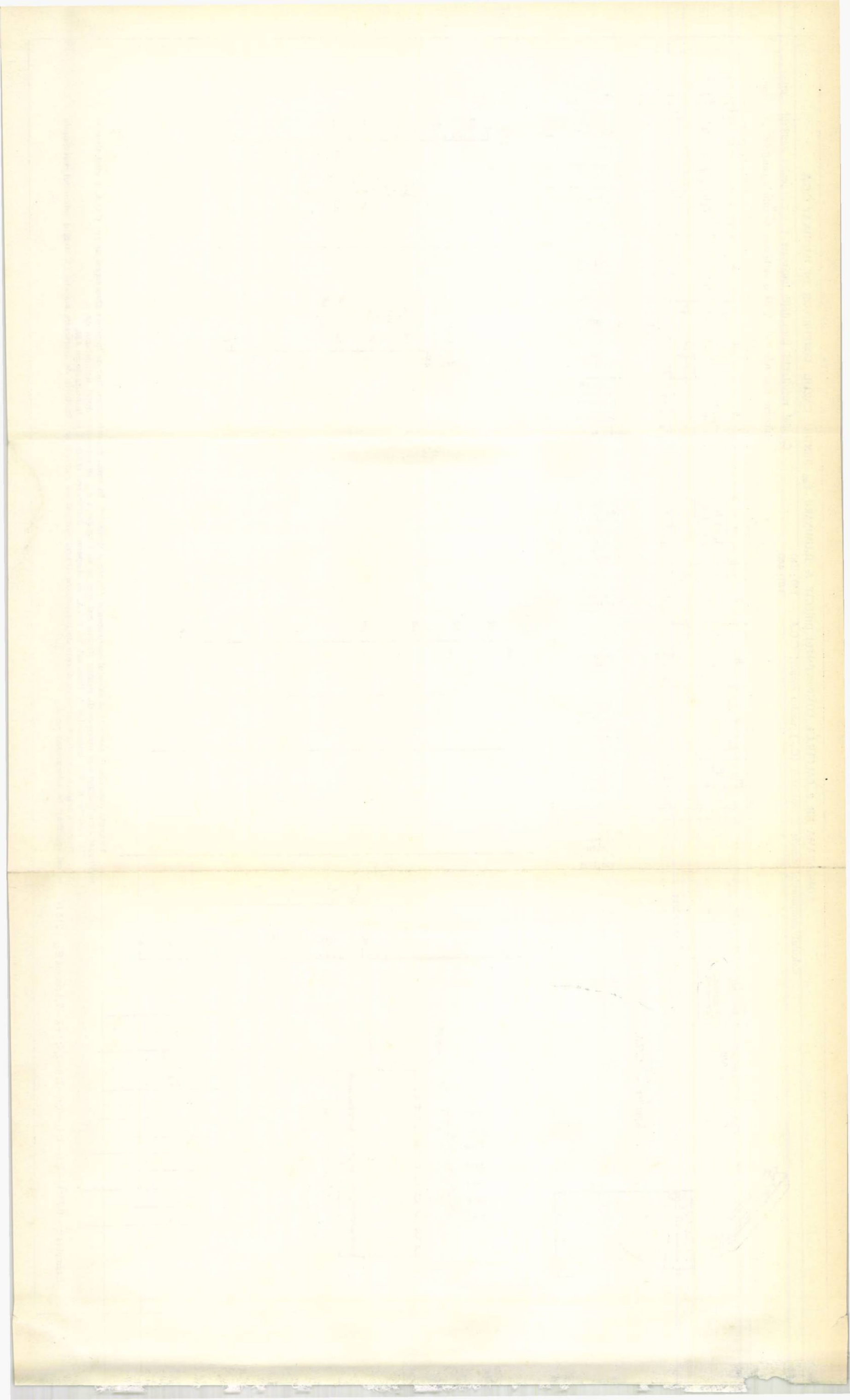
Secțiune prin încăpere

Exemplu de parcurgere a nomogramei



Prezenta nomogramă servește la calculul componentei directe a iluminării, în cazul folosirii corpurilor de iluminat fluorescent de tip C.G.A. și când șirurile luminoase au o lungime mai mare ca $4h$. Pentru șirurile mai mici ca $4h$ iluminarea E_{∞} se corectează după nomograma nr. 3.
În cazurile folosirii corpurilor de iluminat tip C.G.A. cu dispersor, iluminarea rezultată se înmulțește cu 0,80.
Datorită scăderii fluxului luminos cu durata de funcționare, fluxul nominal s-a redus la 90%. Factorul de depreciere s-a ales 1,3. Mersul calculului corespunde cu cel specificat în nomograma nr. 1.

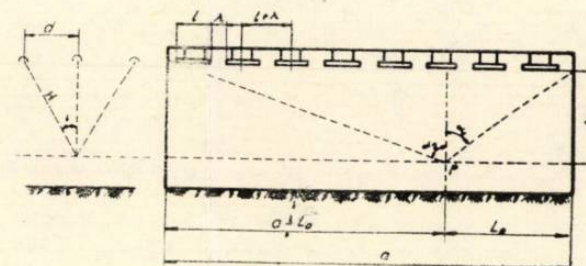
Exemplu: $\frac{d}{h} = 0,75$; $i_1 = 2$; $i_2 = 1$; $i_3 = 0$; $n = 2$; $h = 2,4$; $1 + \lambda = 2,4$ rezultă $E_{\infty} = 215 \text{ lx}$



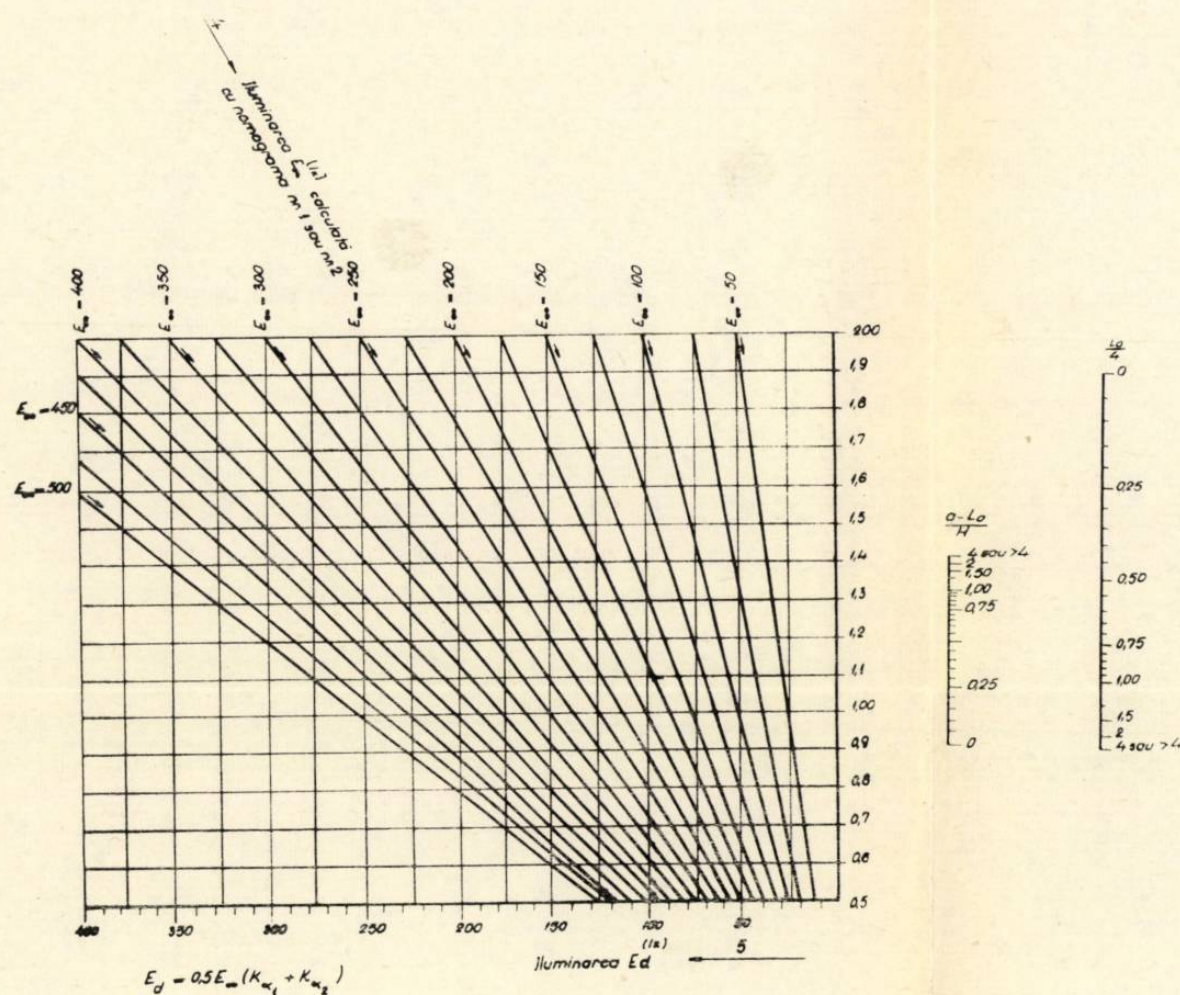
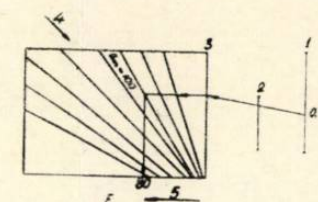
NOMOGRAMA NR. 3. CALCULUL ILUMINĂRII E_d PENTRU CAZUL CIND LUNGIMEA ȘIRULUI LUMINOS ESTE MAI MICĂ CA 4 h

3	2	1	Nr. coloanei
$k(\alpha_1) + k(\alpha_2)$	$k(\alpha_2)$	$k(\alpha_1)$	Parametrul de calcul
$k(\alpha_1) + k(\alpha_2)$	$\frac{1}{n} \left(2 \arctg \frac{a - L_0}{H} + \sin 2 \arctg \frac{a - L_0}{H} \right)$	$\frac{1}{\pi} \left(2 \arctg \frac{L_0}{H} + \sin 2 \arctg \frac{L_0}{H} \right)$	Formula de calcul
Mărime auxiliară	Raportul între $a - L_0$ și H (vezi fig. alăturată)	Raportul între L_0 și H (vezi figura alăturată)	Denumirea parametrului utilizat

Secțiune longitudinală prin încăpere



Schema de calcul a nomogramei



NOTA

Prezenta nomogramă servește la corectarea iluminării E_{∞} , calculată în nomograma nr. 1 sau nr. 2, pentru cazul cînd lungimea șirului luminos este mai mică ca 4 h sau pentru cazul cînd dorim să determinăm iluminarea la capătul șirurilor, adică $L_0 < 2h$.

Calculul decurge astfel:

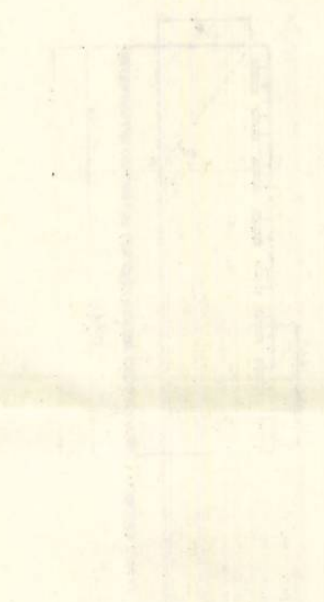
a) se fixează punctul considerat P și o dată cu aceasta $\frac{L_0}{H}$ și $\frac{a - L_0}{H}$ (vezi figura de mai sus).

b) se ia valoarea iluminării E_{∞} calculată în nomograma nr. 1 sau nr. 2 și se plasează în familia de curbe din coloana nr. 4.

c) se parcurge nomograma după schema: 1-2-3 și reticular 3-4-5.

Exemplu: $a = 7$ m; $L_0 = 3$ m; $H = 4$ m; $\frac{L_0}{H} = 0,75$; $\frac{a - L_0}{H} = 1$; $E_{\infty} = 100$ lx rezultă $E_d = 80$ lx.

Section 1, Township 1 North, Range 1 East



Section	Area	Remarks
1	100	
2	100	
3	100	
4	100	
5	100	
6	100	
7	100	
8	100	
9	100	
10	100	
11	100	
12	100	

Section 2, Township 1 North, Range 1 East



Section 3, Township 1 North, Range 1 East

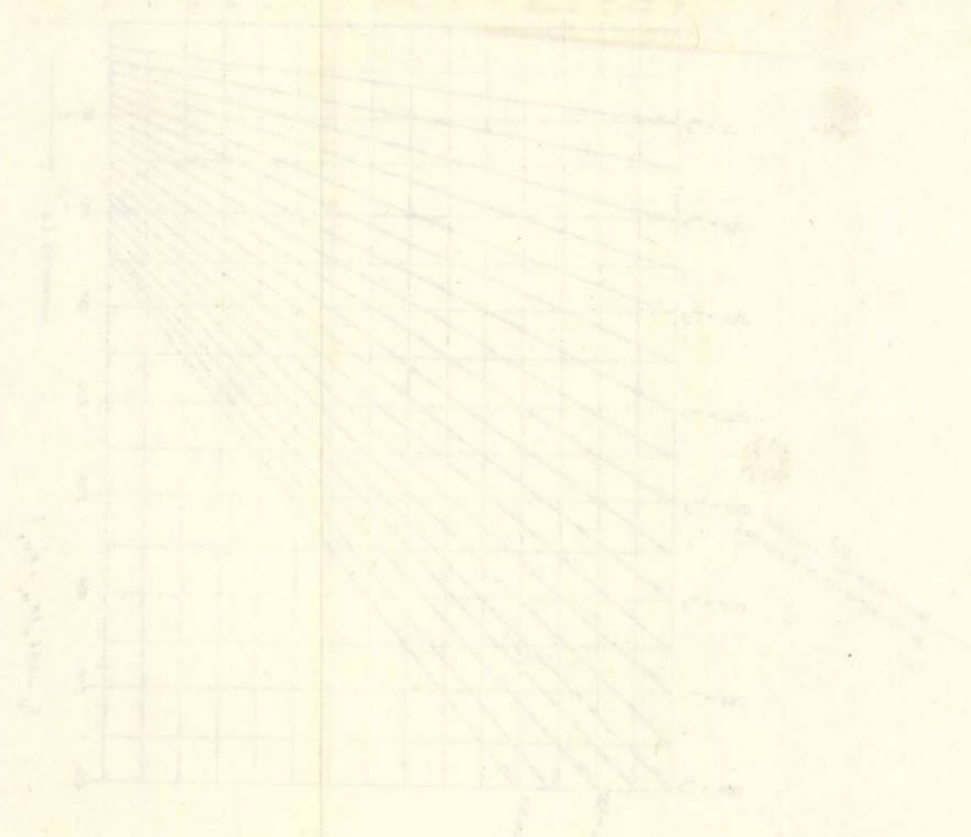
Section 4, Township 1 North, Range 1 East

Section 5, Township 1 North, Range 1 East

Section 6, Township 1 North, Range 1 East

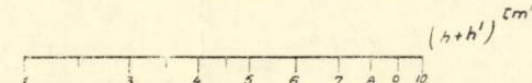
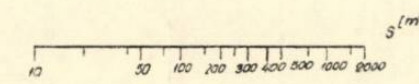
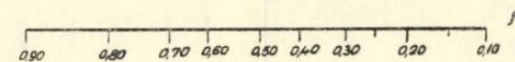
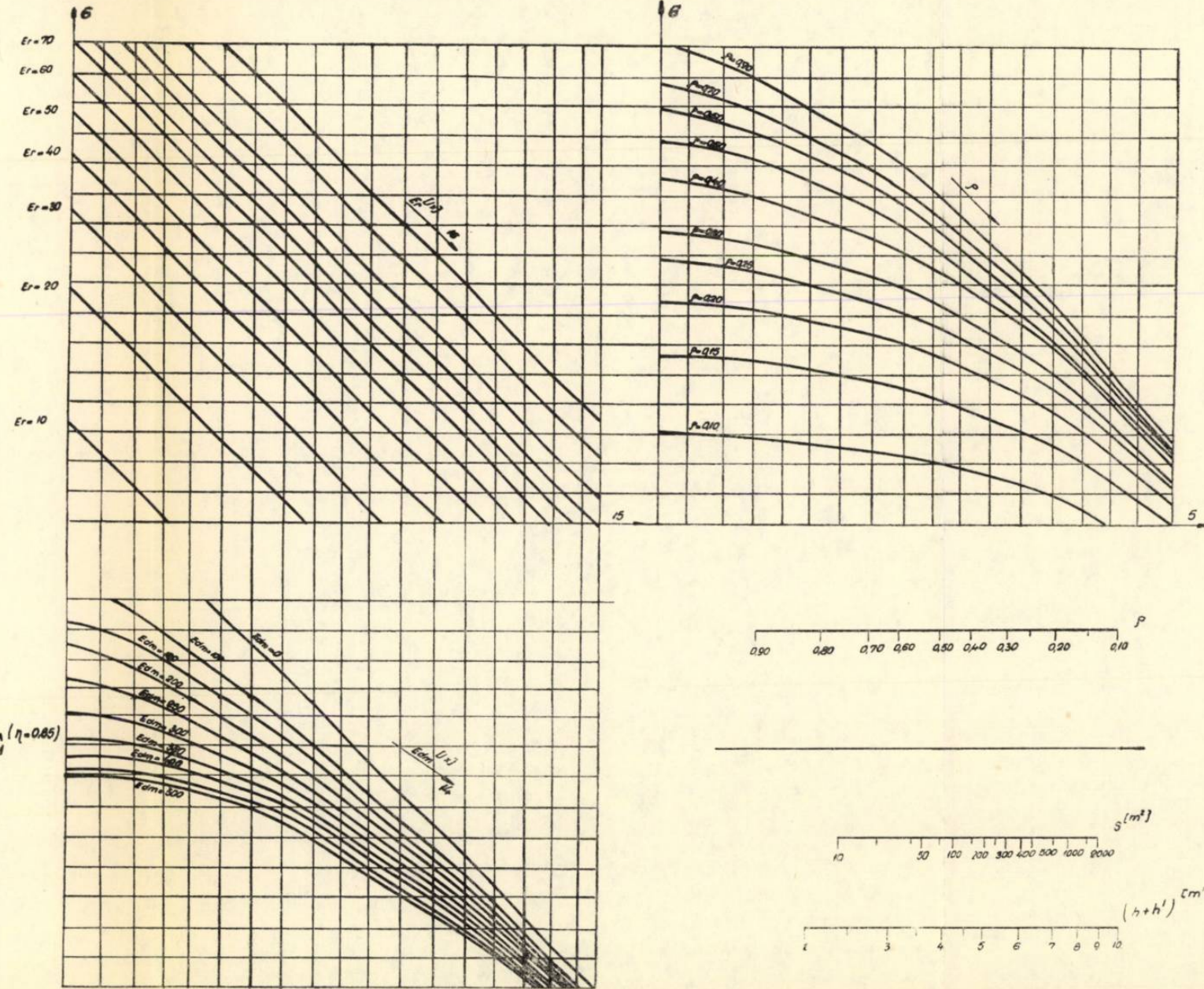
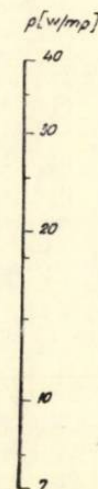
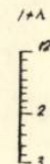
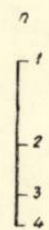
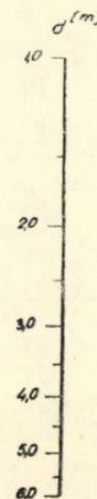
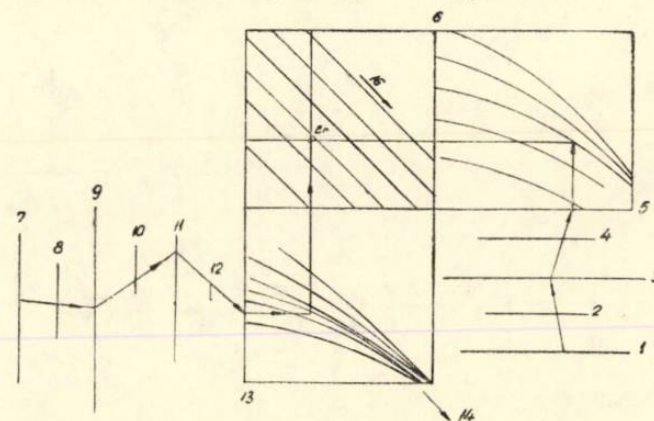
Section 7, Township 1 North, Range 1 East

Section 8, Township 1 North, Range 1 East



NOMOGRAMA NR. 4. CALCULUL COMPONENTEI INDIRECTE A ILUMINĂRII, Er.

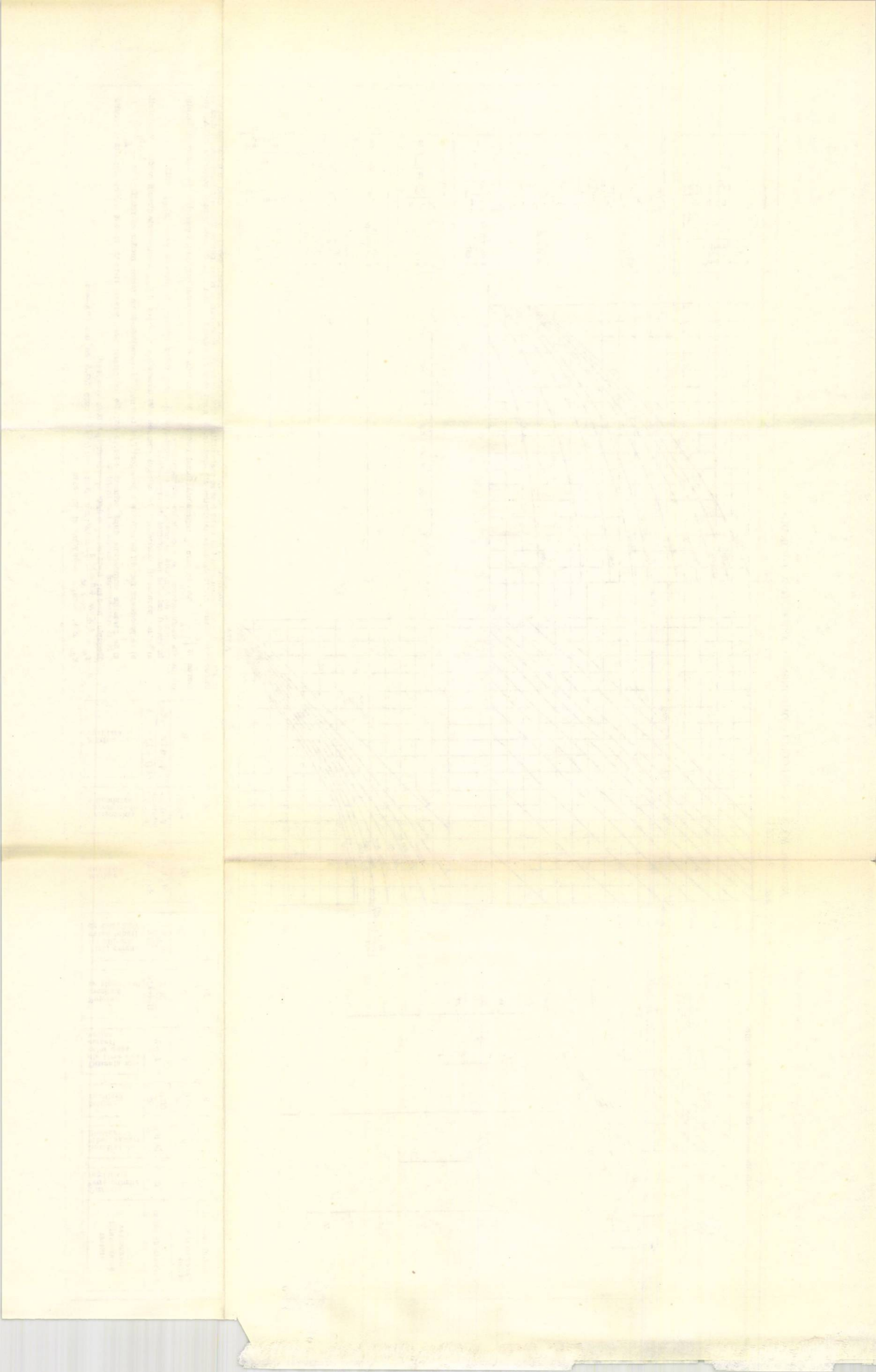
Schema de parcurgere a nomogramei



Componentă reflectată a iluminării	$\frac{4h}{\sqrt{S}} \cdot \frac{1-\rho}{\rho} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{E_{\infty}}{k(l+\lambda)d}$	Er	16
Mărime auxiliară	$1 + \frac{1-\rho}{\rho} \cdot \frac{1}{\sqrt{S} \left(\frac{4}{\rho} + \frac{1}{\rho} \right)}$	A	6
Mărime auxiliară	$\frac{h+h'}{\sqrt{S}} \left(\frac{1-\rho}{\rho} + \frac{1}{\rho} \right)$	A ₁	5
Factorul de reflexie mediu	$\frac{1-\rho}{\rho}$	ρ	4
Mărime auxiliară	$\frac{h+h'}{\sqrt{S}}$	$\frac{h}{\sqrt{S}}$	3
Suprafața planului util	ab	S	2
Înălțimea de suspensie a corpurilor de iluminat la pardosea	h + h'	h + h'	1
Denumirea parametrului utilizat	Formula de calcul	Parametrul de calcul	Numărul coloanei

Numărul coloanei	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Parametrul de calcul	d	n	$\frac{50n}{d}$	$l + \lambda$	p	η	B ₁	E _{med}	B
Formula de calcul	d	50n	$\frac{50n}{d}$	$l + \lambda$	$\frac{50n}{(l+\lambda)d}$	$\frac{\varphi_0 \eta t}{50k}$	$\frac{\varphi_0 \eta t n}{k(l+\lambda)d}$	Vezi nomogramă nr. 1, 2, 3	$\frac{\varphi_0 \eta t n}{k(l+\lambda)d} - \frac{E_{\infty}}{k}$
Denumirea parametrului utilizat	Distanța între șirurile luminoase	Numărul de tuburi pe corp iluminat	Mărime auxiliară	Distanța medie între axele celor două corpuri vecine	Puterea specifică pe planul util	Tipul corpului utilizat, având tuburi de 40W, 220V	Mărime auxiliară	Componenta directă medie a iluminării	Mărime auxiliară

NOTA
 Prezenta nomogramă servește la calculul componentei indirecte (reflectată) a iluminării pentru cazul când se utilizează corpuri C.G.A. și C.I. echipate cu tuburi LFA 40/2 însă se poate utiliza pentru orice fel de corpuri și chiar pentru iluminat incandescent dacă se introduc în coloana nr. 12 datele caracteristice ale acestora. În acest scop se adaugă în mm față de cota pentru corpurile C.G.A., valoarea $75 \left(\frac{\varphi_0 \eta t}{50k} - 33,9 \right)$ în care φ_0 reprezintă fluxul nominal al unui tub, η randamentul corpului, t coeficient de scădere al fluxului cu durata de funcționare și k coeficient de depreciere.
 Cu această nomogramă se poate calcula și iluminatul indirect, luând componenta directă medie $[E_{dm}]$ nulă.
 În general calculul nomogramei decurge astfel:
 a) Se iau parametrii determinați la calculul componentei directe $h, d, n, l + \lambda, s$ și E_{dm} componenta directă medie a iluminării.
 b) Se precizează factorii de reflexie a pereților (ρ_p) și tavanelor (ρ_T) calculându-se un factor mediu cu relația $\rho = \frac{\sum \rho_i S_i}{\sum S_i}$
 c) Se parcurge nomograma după schema: 1-2-3; 3-4-5; 5-6 (reticular); 7-8-9; 9-10-11; 11-12-13; 13-14-15 (reticular); 6-15 și rezultă la 16 componenta indirectă a iluminării Er.
Exemplu: $h=3m$; $S=20m^2$; $\rho_T=0,60$; $\rho_p=0,40$; $\rho=0,40$; $S_p=54m^2$.
 $\rho_m = \frac{20 \times 0,60 + 0,40 \times 54}{20 + 54} = 0,45$; $d=2,5m$; $n=1$; $l + \lambda=2$ corp C.G.A. cu tub LFA-40/2
 $E_{dm}=55lx$, rezultă $p=10W/m^2$ și $Er=55lx$



TENDINȚE ACTUALE ÎN UTILIZAREA TIRISTOARELOR

GOGIOIU AUREL, MICU EMIL, PIRVULESCU VIRGIL, ȚOPA IULIAN

În ultimii ani a apărut în tehnica curenților tari un nou element semiconductor comandat — tiristorul.

Cu ajutorul tiristoarelor s-au realizat contactoare statice în c.c. și în c.a., redresoare comandate, invertoare, convertizoare etc., utilizate în acționările motoarelor de c.c. și c.a., iluminatul electric, tracțiunea electrică, electrochimie, sudarea electrică și altele.

În lucrare se prezintă câteva realizări actuale care permit o orientare asupra tendințelor de utilizare a tiristoarelor.

1. Contactoare statice cu tiristoare

Contactoarele statice cu tiristoare de c.a. se realizează prin legarea a două tiristoare antiparalel. Se poate utiliza un singur tiristor montat în diagonala unei punți cu diode.

În curent continuu sînt necesare scheme speciale care să permită blocarea tiristorului. Un tiristor în conducție poate fi blocat dacă pe anodul lui se aplică o tensiune suficientă negativă față de catod.

În fig. 1 este arătat procedeul de blocare, aplicînd direct tensiunea de la bornele unui condensator. Dacă tiristorului principal T_p i se aplică semnal de comandă el se deschide și condensatorul C se încarcă de la sursa E_A prin r cu polaritatea indicată pe figură. Blocarea tiristorului T_p se realizează prin deschiderea tiristorului auxiliar T_a cu ajutorul unui semnal aplicat pe electrodul de comandă. Căderea de tensiune pe tiristorul T_a fiind mică, tensiunea condensatorului C se aplică pe tiristorul T_p care se blochează. Prin rezistența R și sursa E_A condensatorul se descarcă și se încarcă mai departe cu polaritate inversă, din paranteze.

Comandînd din nou deschiderea tiristorului T_p , tensiunea condensatorului se aplică la bornele tiristorului T_a blocîndu-l. Rezistența r are valoare mare, pentru a nu încărca suplimentar sursa cînd tiristorul T_a este deschis. Un alt procedeu de blocare a tiristorului aflat în conducție este ilustrat în fig. 2.

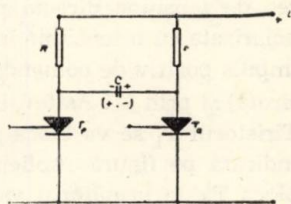


Fig. 1. Contactor de c.c. cu stingere prin tiristor auxiliar

Inițial se aplică tiristorului T_a un semnal de comandă care-l aduce în conducție. Condensatorul C se va încărca de la sursa E_A cu polaritățile indicate pe figură iar tiristorul T_a se va bloca. Dacă se comandă deschiderea tiristorului T_p , acesta intră în conducție și condensatorul C se descarcă oscilant prin T_p . D și L și se oprește în momentul cînd tensiunea la bornele capacității C s-a inversat, (semnele din paranteză) datorită diodei D care se blochează. Aplicînd tensiune de comandă tiristorului T_a acesta se deschide și întreaga tensiune a condensatorului C se aplică la bornele tiristorului T_p care se blochează.

2. Redresoare, invertoare și convertizoare cu tiristoare

În schemele de redresare, tiristoarele înlocuiesc cu succes celelalte tipuri de supape pînă la tensiuni de 600 V și curenți de 200 A pe element. Scheme de redresoare cu funcționare și proiectare se dau în [1].

În fig. 3 se arată schema de principiu a unui invertor cu tiristoare.

Dacă tiristorul T_1 conduce și se află într-o stare staționară căderea de tensiuni pe acesta este mică (1—2 V). Punctul „a” va avea potențialul E iar anodul tiristorului T_2 potențialul $+2E$. Dacă în acest moment conduce tiristorul T_2 , datorită căderii de tensiune mici pe acesta, prin capacitatea C_K se aplică pe anodul lui T_1 un potențial $-2E$ care îl va bloca. După descărcarea lui C_K anodul lui T_1 devine din nou pozitiv, la tensiunea $+2E$ dar rămîne în continuare blocat. Acum T_1 poate primi comanda și procesul se repetă cu T_1 în stare de conducție și T_2 blocat. Schema de invertor din fig. 3 produce o tensiune alternativă aproximativ dreptunghiulară (fig. 4). În cazul sarcinii inductive, diodele d_1 și d_2 preiau supratensiunile la blocarea tiristoarelor T_1 respectiv T_2 , iar grupul $C_1 - r_1$, $C_2 - r_2$ protejează tiristoarele la eventualele supratensiuni. DC reprezintă dispozitivul de comandă a tiristoarelor.

În fig. 5 este arătată schema de principiu a unui invertor trifazat, care folosește numărătorul în inel cu tiristoare, [2].

În fig. 6 este reprezentată schema unui numărător în inel cu tiristoare cu șase poziții. Dacă tiristorul T_1 este în stare de conducție, în absența unui semnal de comandă, diodei d_2 i se aplică o tensiune inversă mică (1—2 V) egală cu căderea de tensiune directă pe tiristorul T_1 , celelalte diode (d_3, d_4, d_5, d_6, d_1) fiind polarizate cu o tensiune inversă apropiată de tensiunea de alimentare. Aplicînd un impuls pozitiv de comandă, acesta se va transmite numai prin dioda d_2 (slab polarizată) și prin C' . Astfel tiristorul T_2 trece din starea blocată în stare de conducție. Tiristorul T_1 se va bloca prin aplicarea tensiunii condensatorului C cu polaritatea indicată pe figură. Aplicînd un nou impuls de comandă va conduce T_3 și se va bloca T_2 , la următorul va conduce T_4 și se va bloca T_3 ș.a.m.d. Fig. 7 ilustrează formele de undă ale tensiunii pe tiristoarele T_1 și T_4 . Culegînd diferențial această tensiune, tensiunea rezultată este alternativă.

Din numărătorul în inel cu tiristoare analizat, înlocuindu-se rezistențele de sarcină ale tiristoarelor opuse ($T_1 - T_4$, $T_2 - T_5$, $T_3 - T_6$) cu înfășurările primare ale unui transformator cu priza mediană pusă la polul pozitiv al sursei de alimentare, se obține în secundar un sistem trifazat de tensiuni, realizîndu-se astfel invertorul trifazat (fig. 5).

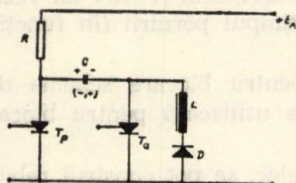


Fig. 2. Contactor de c.c. cu stingere prin tiristor auxiliar și circuit oscilant

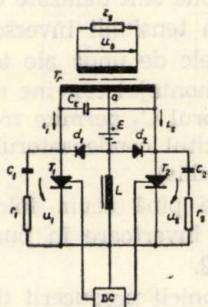


Fig. 3. Invertor monofazat cu tiristoare

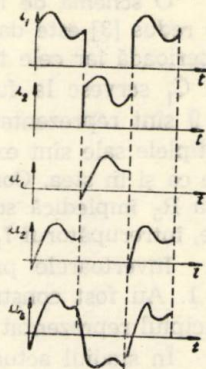


Fig. 4. Formele de undă ale tensiunii obținute la invertorul monofazat

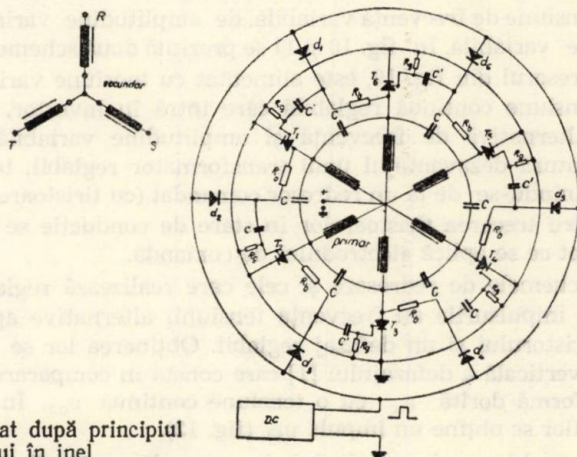


Fig. 5. Invertor trifazat după principiul numărătorului în inel

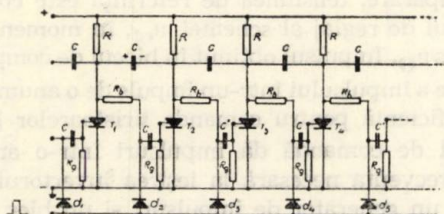


Fig. 6. Numărător în inel cu tiristoare

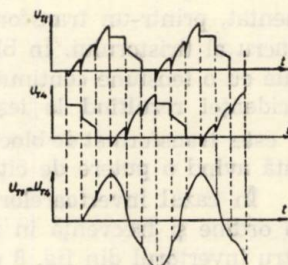


Fig. 7. Formele de undă ale tensiunii obținute la invertorul trifazat în inel

O schemă de inverter trifazat în punte la care numărul condensatoarelor este redus [3] este dat în fig. 8. Fiecare tiristor conduce în timpul unei jumătăți de perioadă iar cele trei coloane sînt defazate cu 120° . Condensatoarele de comutare C_1 servesc la furnizarea tensiunii inverse pentru blocarea tiristoarelor. În fig. 9 sînt reprezentate formele de undă ale tensiunii. Cum armonica a treia și multiplele sale sînt excluse, montajul convine unor receptori în triunghi la fel de bine ca și în stea. Condensatorul C_3 permite trecerea curentului reactiv iar rezistența R_5 împiedică scurtcircuitul condensatorului în timpul pornirii (în funcționare, întrerupătorul I_1 este închis).

Invertoarele prezentate pînă acum foloseau pentru blocare schema din fig. 1. Au fost construite și invertoare în punte care utilizează pentru blocare principiul reprezentat în fig. 2.

În stadiul actual al tehnicii producerii tiristoarelor, se pot construi relativ ușor convertizoare statice cu tiristoare cu puteri pînă la 100 kVA și frecvență variabilă (pînă la 10 kHz).

În principiu un convertizor este compus din: transformatorul (sau autotransformatorul) de intrare, redresorul (cu sau fără tiristoare), inverterul (cu tiristoare), blocurile de comandă a tiristoarelor. În funcție de schema aleasă se poate obține la ieșire o tensiune de frecvență variabilă, de amplitudine variabilă sau frecvență și amplitudine variabilă. În fig. 10 și 11 se prezintă două scheme bloc de convertizoare.

Redresorul din fig. 10, este alimentat cu tensiune variabilă și ca atare dă la ieșire o tensiune continuă reglabilă care intră în inverter. Se obține la ieșire o tensiune alternativă de frecvență și amplitudine variabilă. Convertizorul din fig. 11 înlătură dezavantajul unui transformator reglabil, tensiunea continuă variabilă obținându-se de la un redresor comandat (cu tiristoare).

Pentru trecerea tiristoarelor în stare de conducție se folosesc impulsuri cu front abrupt ce se aplică electrodului de comandă.

În schemele de redresare și cele care realizează reglarea valorii efective a curentului, impulsurile au frecvența tensiunii alternative aplicate în circuitul de lucru al tiristorului și un defazaj reglabil. Obținerea lor se face pe principiul comenzii pe verticală a defazajului [1] care constă în compararea unei tensiuni alternative de formă dorită u_x cu o tensiune continuă u_{cl} . În momentul coincidenței tensiunilor se obține un impuls u_Θ (fig. 12).

Schema-bloc a dispozitivului de comandă construit pe acest principiu este arătată în fig. 13. Schema conține un bloc de formare a tensiunii de referință u_x alimentat, printr-un transformator de sincronizare, de la tensiunea din circuitul de lucru al tiristorului. În blocul de comparare, tensiunea de referință este comparată cu o tensiune continuă din circuitul de reglaj al schemei u_{cl} , în momentul coincidenței rezultînd la ieșire un impuls u_Θ . Impulsul obținut în blocul de comparare este transformat de blocul de formare a impulsului într-un impuls de o anumită durată avînd o putere de cîțiva wați, suficientă pentru comanda tiristoarelor [1].

În cazul invertoarelor dispozitivul de comandă dă impulsuri într-o anumită ordine și frecvență în funcție de frecvența necesară la ieșirea inverterului. Pentru inverterul din fig. 8 este necesar un generator de impulsuri și un bloc cu multivibratoare (fig. 14).

Impulsurile obținute sînt defazate cu 180° pentru tiristoarele de pe aceleași coloane (T_1 T_2 , T_3 T_4 sau T_5 T_6) și cu 120° pentru două tiristoare care se deschid succesiv (T_1 , T_3 , T_5 și T_2 , T_4 , T_6) (fig. 9).

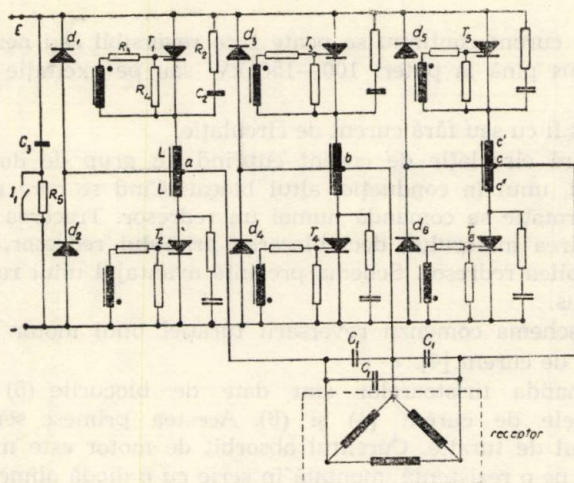


Fig. 8. Invertor trifazat în punte cu tiristoare

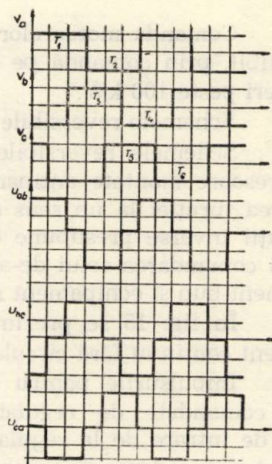


Fig. 9. Formele de undă ale tensiunii obținute la invertorul trifazat în punte

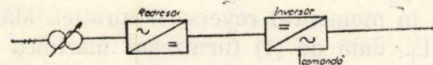


Fig. 10. Schema-bloc a unui convertizor cu tiristoare cu transformator reglabil

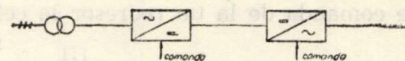


Fig. 11. Schema-bloc a unui convertizor cu tiristoare cu redresor comandat



Fig. 12. Principiul comenzi pe verticală

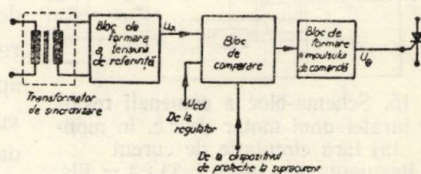


Fig. 13. Schema bloc a dispozitivului de comandă pe verticală

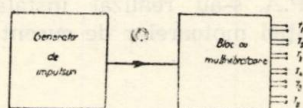


Fig. 14. Schema-bloc a dispozitivului de comandă pentru un invertor trifazat

3. Modificarea turației motoarelor de curent continuu

Comanda motoarelor de curent continuu se poate face reversibil sau nereversibil, prin comandă pe indus pînă la puteri 100—150 kW sau pe excitație la puteri peste 100 kW.

Schemele reversibile pot fi cu sau fără curent de circulație.

Schemele reversibile fără circulație de curent cuprind un grup de două redresoare montate antiparalel, unul în conducție, altul blocat. Cînd se cere reglarea turației la un sens de rotație se comandă numai un redresor. Trecerea la turații inverse presupune oprirea motorului, deci blocarea primului redresor, și apoi comandarea celui de-al doilea redresor. Schema prezintă avantajul unui randament bun și echipament redus.

În fig. 15 se prezintă schema comenzii reversării turației unui motor de curent continuu fără circulație de curent [4].

Impulsurile pentru comanda tiristoarelor sînt date de blocurile (5) și (7) comandate de reglatoarele de curent (4) și (6). Acestea primesc semnal de intrare de la regulatorul de turație. Curentul absorbit de motor este măsurat prin căderea de tensiune pe o rezistență, montată în serie cu o diodă alimentată de la o punte redresoare trifazată. La rîndul ei puntea redresoare este alimentată de la transformatoare de curent montate în secundarul transformatorului de alimentare. Tensiunea pe rezistență este proporțională cu curentul de sarcină și servește drept tensiune de control pentru reglatoarele (4) și (6). Acest semnal se mai aplică și regulatorului de turație (1) drept semnal de curent 0 pentru a face comanda de la un redresor la celălalt în momentul reversării turației. Mărima I_+^* dată de (1) furnizează mărimea de intrare pentru circuitele reglatoare de curent, ea aplicîndu-se și circuitului (2). Un alt semnal de intrare în circuitul (2) este semnalul de curent nul dat de traductorul de curent. Alte legături duc la cele două reglatoare de curent prin care se poate aplica valoarea de referință negativă pentru curent. Blocul (3) transformă tensiunea dată de tahogenerator așa încît aplicată regulatorului de curent produce la ieșirea lui o tensiune care corespunde unei comenzi a redresorului respectiv, corespunzătoare tensiunii rotorice.

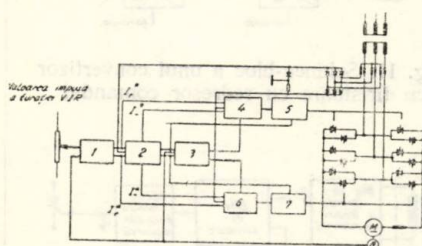


Fig. 15. Schema-bloc a comenzii reversării turației unui motor de c.c. în montaj fără circulație de curent

1 — Regulator de turație (AT); 2 — Element de blocare al impulsului (EBI); 3 — Element de conducere al regulatorului (ECR); 4 — Regulator de curent I (RCI); 5 — Dispozitiv de comandă I (DCI); 6 — Regulator de curent II (RCII); 7 — Dispozitiv de comandă II (DCII).

În țara noastră la I.P.A. s-au realizat instalații experimentale pînă la 2,3 kW pentru reglarea turației motoarelor de curent continuu, folosind sistemul UNIDIN.

4. Modificarea turației motoarelor de curent alternativ

Progresele realizate în construcția invertoarelor și convertizoarelor cu tiristoare a mărit eficiența economică a comenzii motoarelor asincrone trifazate prin variația simultană a frecvenței și tensiunii de alimentare.

Schema bloc a unei astfel de instalații [3], utilizând un invertor în punte (fig. 8) comandat de un multivibrator bistabil cu tranzistoare, este reprezentată în fig. 16. Declanșatorul fotodiodei se compune dintr-un disc perforat așezat pe arborele motorului. Semnalele luminoase emise de o lampă declanșează fotodiodele de câte ori o gaură a discului perforat permite trecerea luminii. Numărul semnalelor luminoase obținute, proporționale cu viteza motorului, comandă invertorul.

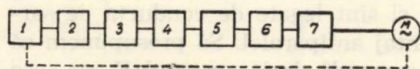


Fig. 16. Schema-bloc a comenzii turației unui motor de c.a.

1 — Declanșatorul fotodiodei; 2 — Multivibrator monostabil; 3 — Filtru; 4 — Amplificator diferențial; 5 — Generator de impulsuri; 6 — Multivibrator bistabil; 7 — Invertor în punte cu tiristoare M — Motor asincron.

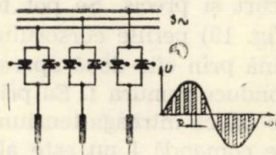


Fig. 17. Schema principală a comenzii prin impulsuri a turației motoarelor de c.a.

Tiristoarele se folosesc și în scheme de comandă a motoarelor asincrone cu impulsuri. Schema de principiu a comenzii, prin impulsuri (fig. 17), cuprinde câte două tiristoare în montaj antiparalel pe fiecare fază. Valoarea efectivă a tensiunii aplicată motorului se poate modifica fie menținând constantă frecvența impulsurilor și modificând durata lor, fie păstrind constantă durata impulsurilor și modificând frecvența.

La noi în țară s-au realizat instalații de comandă a motoarelor de curent alternativ prin variația tensiunii și frecvenței până la 5 kW (I.P.A.). Se studiază în continuare mărirea puterii motorului la 40 kW și chiar la 100 kW.

5. Iluminatul electric

În tehnica iluminatului, aplicațiile tiristoarelor iau două aspecte: modificarea continuă a puterii izvoarelor de lumină și alimentarea lămpilor fluorescente cu tensiune de înaltă frecvență (ordinul kilohertizilor) prin convertizoare.

Comanda continuă a iluminatului se aplică în special în instalațiile teatrelor și studiourilor de televiziune.

Schema unui aparat cu tiristoare destinat comenzii iluminatului [5] constă din următoarele elemente (fig. 18): două tiristoare în montaj antiparalel sunt legate în serie cu consumatorul, care este alimentat de la rețea. Impulsurile de comandă a tiristoarelor sunt luate de la un bloc de comandă alimentat de la un amplificator, care amplifică diferența dintre valoarea tensiunii la bornele consumatorului și tensiunea etalon stabilită de un potențiometrul. Pentru că schema are o legătură inversă comanda aparatelor de iluminat este independentă de fluctuațiile tensiunii rețelei sau variațiile de sarcină. Bobina din circuitul consumatorului are rolul de a elimina pîlpîirile lămpilor cu incandescență cauzate de comanda tiristoarelor. S-au realizat aparate pentru comanda reflectoarelor sau lămpilor cu incandescență cu puteri de 5 kW și 10 kW, pentru puteri mai mari grupându-se un număr corespunzător de aparate.

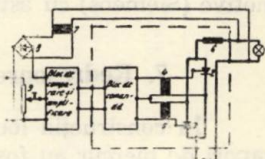


Fig. 18. Schema-bloc a dispozitivului de comandă a iluminatului

6. Reglarea sub sarcină a tensiunii transformatoarelor locomotivelor electrice

Pentru evitarea întreruperii curentului de sarcină și a scurtcircuitării treptei care se comută se folosesc scheme cu rezistențe sau bobine. La comutatorul cu tiristoare acestea nu sînt necesare deoarece comutația se face într-un timp foarte scurt și precis. Se pot folosi două scheme de comutație cu tiristoare. În prima (fig. 19) periile cursorului calcă pe două prize și sînt legate de conducta de sarcină prin cîte două aparate cu tiristoare în montaj antiparalel. Să presupunem că conduce ramura I. Ea primește impulsurile de comandă de la aparatul II, pe care se aplică întreaga tensiune a treptei (ramura cu tiristoare II nu conduce). Aparatul de comandă I nu este alimentat, căderea de tensiune pe ramura care conduce e aproape 0. Pentru a comuta treapta se întrerupe circuitul de comandă a tiristoarelor I. La prima trecere prin 0 a curentului, ultimul tiristor care conduce este blocat și se vor debloca tiristoarele din ramura II.

A doua schemă poate fi realizată cu tiristoare de putere mai mică deoarece acestea conduc numai în procesele de comutație, în rest curentul trece prin întrepritoare care se deschid în gol (fig. 20). Pentru trecerea de pe treapta I pe treap-

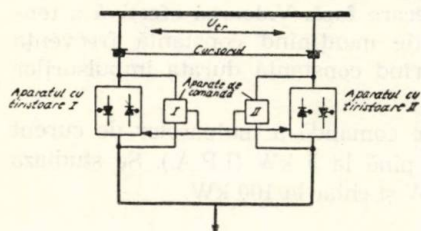


Fig. 19. Schema-bloc a unui comutator cu tiristoare folosit la transformatoarele locomotivelor electrice

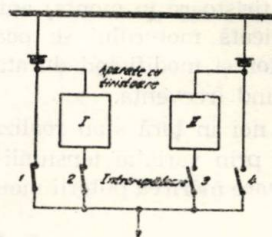


Fig. 20. Schema-bloc a unui comutator cu tiristoare din locomotive electrice în care tiristoarele conduc numai în procesul de comutație.

ta II, se închide întâi contactul 3 și se deschide contactul I. Procesul de comutare decurge ca în schema precedentă. În continuare se închide 4 și se deschide 2. Încălzirea tiristoarelor este foarte mică deoarece ele conduc numai în decurs de cîteva semiperioade. Aceasta are ca urmare eliminarea supradimensionării datorită curentului de pornire și eliminarea răcirii forțate, cu toate dificultățile legate de faptul că tiristoarele se află sub tensiune înaltă. Din 1964 s-au echipat 42 locomotive (Siemens) cu astfel de comutatoare și exploatarea este satisfăcătoare.

7. Redresoare comandate în tracțiunea de curent alternativ

În construcția locomotivelor electrice de curent monofazat redresoarele cu vapori de mercur au fost înlocuite cu redresoare statice cu diode de siliciu. Acestea au dezavantajul că nu pot realiza recuperarea energiei în timpul frînării. Redresoarele cu tiristoare permit modificarea tensiunii de alimentare a motoarelor fără contacte, realizînd un cuplu de tracțiune constant prin reglarea valorii curentului de tracțiune. O astfel de schemă [6] folosită la trenuri automotoare de 2 x 800 kVA, 162/3 Hz realizează alimentarea motoarelor de tracțiune printr-o punte nesimetrică, semicomandată, fig. 21.

8. Utilizarea tiristoarelor în tracțiunea de curent continuu

În ultimul timp, în unele căi ferate s-a introdus un număr mare de automotoare cu acumulatori [6]. Cu ajutorul unor baterii de acumulatori cu plumb, cu o capacitate de cca. 500 kWh, se poate acoperi o rază de acțiune de 300—400 km. Mărirea razei de acțiune a acestora se poate obține, pe lângă mărirea capacității acumulatorilor pe unitatea de greutate, prin economisirea la maximum a energiei, inclusiv prin folosirea frânării cu recuperare. Tiristorul se folosește ca contactor static care se închide și se deschide cu o frecvență mare, modificând astfel valoarea medie a curentului care trece prin motor. Curentul prin motor nu se întrerupe ci, în momentul când tiristorul este blocat, trece prin dioda 2 (fig. 22) datorită t.e.m. de autoinducție. La pornire se poate menține curentul la o valoare constantă. Pentru frinare cu recuperare elementele schemei se comută ca în fig. 23. Tiristorul este legat în paralel cu motorul și îl scurtcircuitază, după un anumit tact, pînă cînd curentul de scurtcircuit atinge o valoare stabilă. La deschiderea circuitului scurtcircuitat, t.e.m. de inducție forțează închiderea acestui curent prin baterie încărcînd-o.

În afara aplicațiilor amintite tiristoarele sînt utilizate și în alte domenii: dozarea energiei la sudarea cu transformatoare de mică și medie putere, între-

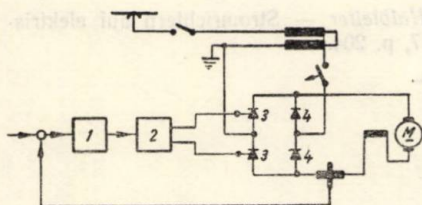


Fig. 21. Alimentarea motoarelor în tracțiune de c.a.

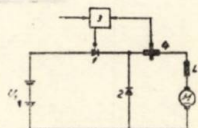


Fig. 22. Comanda motoarelor alimentate de la baterie

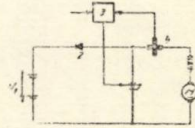


Fig. 23. Frînarea cu recuperare la alimentarea de la baterie.

ruptoare statice, comanda aprinderii ignitroanelor, excitarea mașinilor sincrone, încălzirea electrică în tracțiunea diesel electrică. Desigur că aplicațiile enumerate nu limitează posibilitățile de utilizare a tiristoarelor care vor cuprinde în viitor domenii tot mai largi, pe măsura reducerii prețului de cost și a ridicării performanțelor lor.

Summary

The work is stating the present stadium of the principal schemes of use of the silicon controlled rectifier. The work is dealing with some schemes of static contactors and inverters as well as their tendencies of application in electric drives and electric traction and electric lighting.

Резюме

В этом работе указывается современная стадия главных схем применения тиристоров. Широко анализируются некоторые схемы статических контакторов и инверторов с тиристорами, а также стермления применения последних в электроприводах, в электрической тяге и в электрическом освещений.

Bibliografie

1. x x x *Circuite cu tranzistoare în industrie*, vol. II, Ed. tehnică, București, 1964.
2. MURPHY R. H. și NAMBIAR K. P. P. : *Silicon controlled rectifier Static alternators*, Proc. I. E. E. 110, 1963, iunie, p. 1065—1071.
3. TELLIOGLU M : *La régulation et l'asservissement de vitesses de moteurs asynchrones par un convertisseur triphasé à thyristors*, Revue Gen. d'Electronique, 74, 1965, Nr. 10, p. 791—800.
4. FISCHER R. und GEISSING H. : *Halbleiterstromrichter in Kreisstromfreier Gegen parallelschaltung für Umkehrantriebe*. Siemens Zeitschrift, 1964, Heft 4, aprilie.
5. KOLBE A., REUTER H., WEIK H. : *Lichtsteuergeräte mit Thyristoren*. Siemens Zeitschrift, 39, Heft 4, aprilie 1965.
6. HARTMANN O., TIETZE C. : *Anwendung von Halbleiter — Stromrichtern auf elektrischen Treibfahrzeugen*. ETZ.A Bd 85 (1964) Heft 7, p. 204.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. IX — 1967

Mecanică, rezistența materialelor, teoria mecanismelor

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. IX — 1967

**Theoretical mechanics, Strength of materials,
Theory of mechanisms**

★

BULLETIN DE L'INSTITUTE POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome IX — 1967

**Mecanique, Rezistance des materiaux,
Theorie des mecanismes**

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band IX — 1967

Mechanik, Festigkeitslehre, Getriebelehre

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том IX — 1967

**Теоретическая механика, сопротивление
материалов, теория механизмов и машин**

CONSIDERAȚII ASUPRA UNOR CURBE FUNICULARE STRÎMBE

REDLOV TEMISTOCLE, MOȘU NICOLAE

Fie A_1 și A_2 două puncte ale unei curbe funiculare strîmbe, situată într-un plan determinat de axele rectangulare A_1x și A_1y (de exemplu, planul vertical care conține punctele de suspensie A_1 și A_2 ale unui fir perfect flexibil). Considerînd cazul particular al unor forțe cuprinse în plane normale pe axa A_1x și distribuite în lungul curbei funiculare după o lege oarecare, sarcina poate fi descompusă în componente paralele cu axele A_1y și A_1z , avînd intensitățile q_y , respectiv q_z (fig. 1).

Notînd cu $B(x, y, z)$ punctul curent de pe curba funiculară, cu Q_y și Q_z rezultantele forțelor paralele cu axele A_1y și A_1z , care încarcă arcul A_1B , cu m_y și m_z distanțele de la aceste rezultante pînă la planul A_1yz , cu X , Y și Z proiecțiile efortului din B pe axele de coordonate, din ecuațiile de momente în raport cu A_1z și A_1y rezultă :

$$m_y Q_y - x Y + y X = 0,$$

$$m_z Q_z + x Z - z X = 0.$$

Dacă se proiectează arcul A_1B pe planele de coordonate A_1xy și A_1xz și se aplică ecuațiile de echilibru exprimate prin momentele în raport cu A_1 , se regăsesc relațiile de mai sus. Aceasta înseamnă că, în cazul particular considerat, curba funiculară strîmbă poate fi studiată ținînd cont de proprietățile a două curbe funiculare plane, proiecțiile curbei A_1A_2 pe planele menționate.

Cu notațiile din fig. 1 rezultă din ecuația de echilibru, exprimată prin proiecțiile forțelor pe axa A_1x :

$$X = X_1 = X_2 = \text{const.} = H \quad (1)$$

Ecuațiile diferențiale ale curbelor funiculare din planele A_1xy și A_1xz , ținînd cont de sensurile axelor de coordonate, sînt :

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{q_y}{H}, \quad \frac{d^2 z}{dx^2} = -\frac{q_z}{H}. \quad (2)$$

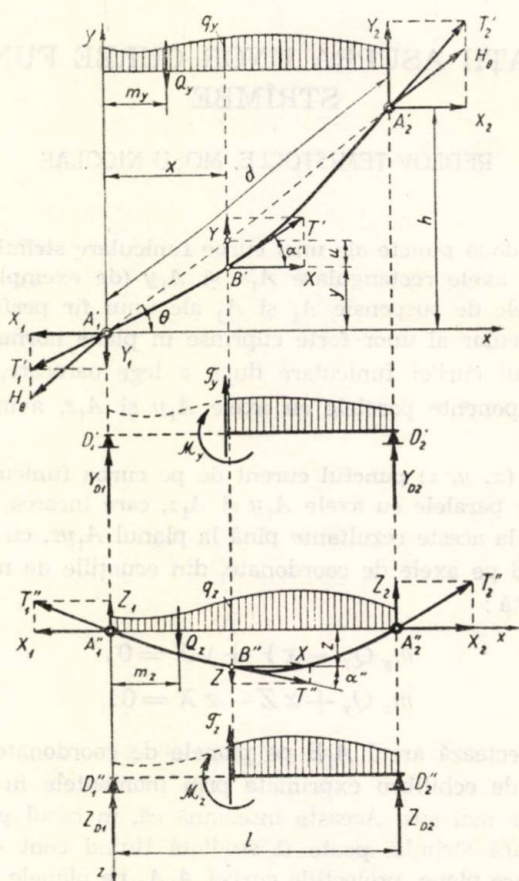


Fig. 1. Curbă funiculară strimbă și grinda dreaptă asociată

Luind în considerare grinda dreaptă D_1D_2 , asociată arcului A_1A_2 (paralelă cu axa A_1x , simplu rezemată la capete, avind deschiderea egală cu proiecția pe A_1x a arcului A_1A_2 și încărcată în același mod ca și curba funiculară, deci solicitată la încovoiere strîmbă și forfecare), sînt valabile relațiile :

$$\operatorname{tg} \alpha' = \operatorname{tg} \Theta - \frac{\mathcal{T}_y}{H}, \quad \operatorname{tg} \alpha'' = \frac{\mathcal{T}_z}{H}, \quad (3)$$

$$y = x \operatorname{tg} \Theta - u, \quad u = \frac{\mathcal{M}_y}{H}, \quad z = \frac{\mathcal{M}_z}{H}, \quad (4)$$

în care $\mathcal{T}_y$, $\mathcal{M}_y$ și $\mathcal{T}_z$, $\mathcal{M}_z$ reprezintă forța tăietoare și momentul de încovoiere din secțiunea corespunzătoare a grinzii asociate, produse de sarcinile paralele cu axa A_1y , respectiv A_1z .

Efortul din secțiunea curentă are valoarea

$$T = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2},$$

în care

$$Y = X \operatorname{tg} \alpha' \text{ și } Z = X \operatorname{tg} \alpha''.$$

Ținînd cont de (1) și (3), rezultă

$$T = \sqrt{H^2 + (H \operatorname{tg} \Theta - \mathcal{T}_y)^2 + \mathcal{T}_z^2},$$

sau, notînd

$$H_\Theta = \frac{H}{\cos \Theta} \quad (5)$$

se obține formula

$$T = \sqrt{H_\Theta^2 - 2H_\Theta \mathcal{T}_y \sin \Theta + \mathcal{T}_y^2 + \mathcal{T}_z^2}. \quad (6)$$

În punctul A_1 , făcînd $\mathcal{T}_y = Y_{D1}$ și $\mathcal{T}_z = Z_{D1}$, reacția are valoarea

$$T_1 = \sqrt{H_\Theta^2 - 2H_\Theta Y_{D1} \sin \Theta + Y_{D1}^2 + Z_{D1}^2}. \quad (7)$$

În punctul A_2 , unde $\mathcal{T}_y = -Y_{D2}$ și $\mathcal{T}_z = -Z_{D2}$:

$$T_2 = \sqrt{H_\Theta^2 + 2H_\Theta Y_{D2} \sin \Theta + Y_{D2}^2 + Z_{D2}^2}. \quad (8)$$

Lungimea arcului A_1A_2 este dată de relația

$$s = \int_0^l \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2} dx.$$

Din (4) rezultă

$$\frac{dy}{dx} = \operatorname{tg} \Theta - \frac{du}{dx},$$

asa încît

$$s = \frac{1}{\cos \Theta} \int_0^l \sqrt{1 + \left[\left(\frac{du}{dx} \right)^2 + \left(\frac{dz}{dx} \right)^2 \right] \cos^2 \Theta - \frac{du}{dx} \sin 2 \Theta} dx.$$

În cazul săgeților mici, valorile derivatelor $\frac{du}{dx}$ și $\frac{dz}{dx}$ rămîn mult inferioare unității, așa încît se poate scrie cu o bună aproximație

$$s \approx \frac{1}{\cos \Theta} \int_0^l \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{du}{dx} \right)^2 + \left(\frac{dz}{dx} \right)^2 \right] \cos^2 \Theta - \frac{1}{2} \frac{du}{dx} \sin 2 \Theta \right\} dx.$$

Din relațiile (4) rezultă

$$\frac{du}{dx} = \frac{1}{H} \frac{dM_y}{dx} = \frac{\mathcal{T}_y}{H}, \quad \frac{dz}{dx} = \frac{\mathcal{T}_z}{H}$$

asa încît

$$s \approx \frac{1}{\cos \Theta} \left[l + \frac{\cos^2 \Theta}{2 H^2} \int_0^l (\mathcal{T}_y^2 + \mathcal{T}_z^2) dx - \frac{\sin 2 \Theta}{2 H} \int_0^l \mathcal{T}_y dx \right].$$

Dar

$$\int_0^l \mathcal{T}_y dx = \int_0^l dM_y = M_y \Big|_{x=0}^{x=l} = 0,$$

asa încît, notînd

$$\Omega = \int_0^l (\mathcal{T}_y^2 + \mathcal{T}_z^2) dx \quad (9)$$

și ținînd cont de (5), se obține

$$s \approx \frac{1}{\cos \Theta} \left(l + \frac{\Omega}{2 H^2} \right). \quad (10)$$

Observînd că $l = d \cos \Theta$, ultima relație mai poate fi scrisă sub forma

$$s \approx d + \frac{\Omega \cos \Theta}{2 H^2}. \quad (11)$$

Formula de mai sus este mai simplă decît (2.78) dată în monografia [1], oferind totodată o aproximație mai bună. Pe de altă parte, formulele (10) și (11) constituie o extindere la curbele funiculare strîmbe cu săgeți mici a considerațiilor teoretice cuprinse în lucrarea [2] și care se limitează la curbele funiculare plane.

Aceste formule sînt de fapt identice cu cele aplicabile curbelor funiculare plane (a se vedea [3.6.] și [3.8.] din monografia [3.]), deosebirea constînd numai în modul de calcul al mărimii Ω .

Din cele expuse rezultă că studiul curbelor funiculare strîmbe poate fi efectuat cu ajutorul teoriei grinzilor drepte, dacă se cunosc sarcinile aplicate în lungul grinzii asociate (în două plane perpendiculare între ele), precum și distanța polară H . Aceasta din urmă poate fi determinată prin respectarea anumitor condiții, cum ar fi, de exemplu, alegerea unor valori admisibile ale săgeților maxime, în care scop se vor folosi formulele (4). De asemenea, se pot impune valori anumite reacțiilor din A_1 și A_2 ; în acest ultim caz se obține din (7) și (8), ținînd cont de (5) :

$$H = \left[\sin \Theta + \sqrt{\left(\frac{T_1}{Y_{D1}} \right)^2 - \left(\frac{Z_{D1}}{Y_{D1}} \right)^2 - \cos^2 \Theta} \right] Y_{D1} \cos \Theta \quad (12)$$

$$H = \left[-\sin \Theta + \sqrt{\left(\frac{T_2}{Y_{D2}} \right)^2 - \left(\frac{Z_{D2}}{Y_{D2}} \right)^2 - \cos^2 \Theta} \right] Y_{D2} \cos \Theta \quad (13)$$

Zusammenfassung

Es wird gezeigt, dass die charakteristischen Parameter einer Seilkurve doppelter Krümmung unter besonderen Umständen mit Hilfe der Theorie der geraden Blaken, welche auf schiefe Biegung und Schub beansprucht sind, bestimmt werden können.

Резюме

Указывается, что характерные параметры пространственной веревочной кривой можно определить в особых условиях при помощи теории прямых балок, подвергаемых действию косо го изгиба и сдвига.

Bibliografie

1. V. K. KACIURIN : *Teoriia vîsiacih sistem*. Moscova, 1962.
2. VOINEA R. ȘI VOINEA D. : *Contribuții la calculul mecanic al conductorilor flexibili din instalațiile electrice de tip exterior*, „Energetica și hidrotehnica“, nr. 10, 1965.
3. T. REDLOV : *Fire elastice*. Edit. didactică și pedagogică. București, 1962.

ASUPRA CALCULULUI DE ORDINUL II AL STRUCTURILOR FORMATE DIN BARE DREPTE DE SECȚIUNE VARIABILĂ

REDLOV TEMISTOCLE, GRADINARU ALEXANDRU, CORJIN WILLIBALD

În studiul rezistenței și stabilității sistemelor static nedeterminate formate din bare drepte de secțiune variabilă, solicitate la încovoiere și compresiune (sau încovoiere și tracțiune), se obișnuiește să se neglijeze fie efectele forțelor axiale și tăietoare — a se vedea, de exemplu, [1] și [3] — fie variația momentului de inerție al secțiunii — ca, de exemplu, în [2], [4] și [5] — în interesul reducerii volumului de calcule. Acest procedeu poate conduce însă la erori apreciabile mai ales în cazul structurilor alcătuite din bare zvelte, supuse la forțe axiale mari.

În cele ce urmează va fi analizată posibilitatea efectuării, pentru sistemele menționate mai sus, a unui calcul, în care nu vor fi neglijate decît efectele forțelor tăietoare. Cu alte cuvinte, se va aplica un calcul de ordinul II structurilor formate din bare drepte de secțiune variabilă.

În acest scop vom porni de la obișnuitele premize și ipoteze simplificatoare:

- materialul respectă legea lui Hooke ;
- deformațiile barelor sînt mici și elastice ;
- ipoteza secțiunilor plane își păstrează valabilitatea;
- ecuația diferențială aproximativă a liniei elastice, stabilită pentru bara dreaptă de secțiune constantă, solicitată la încovoiere pură, este aplicabilă și barei drepte de secțiune variabilă, solicitată la încovoiere și compresiune (tracțiune).

Fie bara dreaptă din fig. 1, acționată de un sistem oarecare de forțe transversale coplanare și solicitată la compresiune prin forțele H . Momentul de inerție al secțiunii curente depinde de abscisa acesteia potrivit legii

$$I = I_0 \cdot F(x), \quad (1)$$

unde I_0 este momentul de inerție al unei secțiuni anumite, alese în mod convenabil, $F(x)$ fiind o funcție adiimensională, definită în intervalul $(0, l)$.

Momentul de încovoiere din secțiunea curentă poate fi scris sub forma :

$$M(x) = M^{(0)} + Hv, \quad (2)$$

în care $M^{(0)}$ este momentul produs numai de forțele transversale, iar v este ordonata liniei elastice.

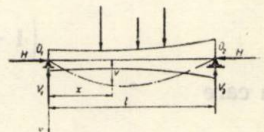


Fig. 1. Grindă dreaptă solicitată la încovoiere și compresiune.

Ecuția diferențială aproximativă a fibrei medii deformate devine în cazul de față :

$$F(x) \frac{d^2 v}{dx^2} + k^2 v + \frac{k^2}{H} M^{(0)} = 0, \quad (3)$$

în care am notat :

$$k^2 = \frac{H}{E I_0} = \text{const.}$$

Ecuția (3) este în general o ecuație diferențială liniară neomogenă cu coeficienții nu toți constanți. Exceptând anumite cazuri speciale, când se poate găsi o integrală particulară a ecuației (3), integrarea acesteia este efectuabilă — după cum se știe — prin dezvoltare în serie, prin procedee grafice etc.

Este de asemenea cunoscut faptul că, dacă $F(x) \equiv 1$, adică în cazul particular al barei drepte de secțiune constantă, în studiul proprietăților geometrice ale liniei elastice se poate aplica pentru sarcinile transversale metoda suprapunerii efectelor, cu condiția ca forța H să păstreze aceeași valoare, în considerarea atît a sarcinilor parțiale cit și a celei totale.

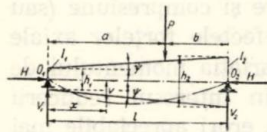


Fig. 2. Grindă comprimată încărcată cu o forță transversală concentrată.

Ne propunem să demonstrăm că metoda suprapunerii efectelor poate fi aplicată și în cazul barei de secțiune variabilă, cu respectarea restricției precizate mai sus. Pentru a fixa ideile și fără a restrînge prin aceasta generalitatea problemei, să considerăm bara dreaptă $O_1 O_2$ din fig. 2, încărcată cu o singură sarcină transversală P și comprimată de forțele H . Secțiunea transversală este dreptunghiulară, de lățime constantă b_0 , înălțimea variind liniar între limitele h_1 și h_2 .

Momentul de inerție al secțiunii curente este dat de expresia

$$I = I_1 \left(1 + \frac{x}{\lambda_1} \right)^3, \quad (4)$$

unde

$$I_1 = \frac{b_0 h_1^3}{12}, \quad \lambda_1 = \frac{h_1}{2 \tan \psi}, \quad (5)$$

abscisa x măsurîndu-se de la reazemul O_1 .

În intervalul $0 \leq x \leq a$ ecuația diferențială (3) se scrie :

$$\left(1 + \frac{x}{\lambda_1} \right)^3 \frac{d^2 v}{dx^2} + k_1^2 v + \frac{k_1^2 P b}{H I} x = 0, \quad (6)$$

în care

$$k_1 = \sqrt{\frac{H}{E I_1}} \quad (7)$$

Dezvoltînd funcția v într-o serie de forma

$$v = \sum_0^{\infty} \alpha_n x^n,$$

rezultă

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = \sum_2^{\infty} n(n-1) \alpha_n x^{n-2}$$

Ținând cont că în origine $v=0$ și $\frac{d^2 v}{dx^2}=0$, se obține

$$\alpha_0=0 \quad , \quad \alpha_2=0,$$

asa încît :

$$v = \alpha_1 x + \alpha_3 x^3 + \alpha_4 x^4 + \alpha_5 x^5 + \dots \quad (8)$$

$$\frac{dv}{dx} = \alpha_1 + 3\alpha_3 x^2 + 4\alpha_4 x^3 + 5\alpha_5 x^4 + \dots \quad (9)$$

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = 2 \cdot 3 \alpha_3 x + 3 \cdot 4 \alpha_4 x^2 + 4 \cdot 5 \alpha_5 x^3 + \dots \quad (10)$$

Înlocuind în (6) și egalînd cu zero coeficienții lui x^n , rezultă expresiile constantelor α_i ($i=3, 4, 5, \dots$) în funcție de α_1 după cum urmează :

$$\left. \begin{aligned} \alpha_3 &= -\frac{k_1^2}{6} \left(\alpha_1 + \frac{Pb}{Hl} \right), \\ \alpha_4 &= +\frac{k_1^2}{4\lambda_1} \left(\alpha_1 + \frac{Pb}{Hl} \right), \\ \alpha_5 &= -\frac{k_1^2 (36 - k_1^2 \lambda_1^2)}{120 \lambda_1^3} \left(\alpha_1 + \frac{Pb}{Hl} \right), \\ \alpha_6 &= +\frac{k_1^2 (40 - 3 k_1^2 \lambda_1^2)}{120 \lambda_1^3} \left(\alpha_1 + \frac{Pb}{Hl} \right), \\ &\dots \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Luînd acum originea în O_2 și parcurgînd axa absciselor cu sensul pozitiv de la O_2 către O_1 , se obține pentru intervalul $0 \leq x \leq b$ ecuația diferențială :

$$\left(1 - \frac{x}{\lambda_2} \right)^3 \frac{dv}{dx^2} + k_2^2 v + \frac{k_2^2 Pa}{Hl} x = 0, \quad (12)$$

în care

$$k_2 = \sqrt{\frac{H}{EI_2}}, \quad I_2 = \frac{b_0 h_2}{12}, \quad \lambda_2 = \frac{h_2}{2 \operatorname{tg} \psi}. \quad (13)$$

Procedînd ca mai sus, rezultă :

$$v = \beta_1 x + \beta_3 x^3 + \beta_4 x^4 + \beta_5 x^5 + \dots \quad (14)$$

$$\frac{dv}{dx} = \beta_1 + 3\beta_3 x^2 + 4\beta_4 x^3 + 5\beta_5 x^4 + \dots \quad (15)$$

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = 2 \cdot 3 \beta_3 x + 3 \cdot 4 \beta_4 x^2 + 4 \cdot 5 \beta_5 x^3 + \dots \quad (16)$$

Coefficienții β_i ($i = 3, 4, 5, \dots$) se exprimă funcție de β_1 după cum urmează:

$$\left. \begin{aligned} \beta_3 &= -\frac{k_2^2}{6} \left(\beta_1 + \frac{Pa}{Hl} \right), \\ \beta_4 &= -\frac{k_2^2}{4\lambda_2^2} \left(\beta_1 + \frac{Pa}{Hl} \right), \\ \beta_5 &= -\frac{k_2^2(36 - k_2^2\lambda_2^2)}{120\lambda_2^4} \left(\beta_1 + \frac{Pa}{Hl} \right), \\ \beta_6 &= -\frac{k_2^2(40 - 3k_2^2\lambda_2^2)}{120\lambda_2^6} \left(\beta_1 + \frac{Pa}{Hl} \right), \\ &\dots \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Pentru determinarea coeficienților α_1 și β_1 ținem cont de faptul că, în dreptul punctului de aplicație al sarcinii P , funcțiile v și $d v/d x$ sînt continue. Din (8) și (14) rezultă :

$$\alpha_1 a + \alpha_3 a^3 + \alpha_4 a^4 + \dots = \beta_1 b + \beta_3 b^3 + \beta_4 b^4 + \dots$$

sau, ținînd cont de (11) și (17),

$$(1 - R_1) a \alpha_1 - (1 - R_2) b \beta_1 = \frac{Pab}{Hl} (R_1 - R_2), \quad (18)$$

în care am notat cu R_1 și R_2 seriile :

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= k_1^2 a^2 \left(\frac{1}{6} - \frac{1}{4} v_1 + \frac{36 - k_1^2 \lambda_1^2}{120} v_1^2 - \frac{40 - 3k_1^2 \lambda_1^2}{120} v_1^3 + \dots \right), \\ R_2 &= k_2^2 b^2 \left(\frac{1}{6} + \frac{1}{4} v_2 + \frac{36 - k_2^2 \lambda_2^2}{120} v_2^2 + \frac{40 - 3k_2^2 \lambda_2^2}{120} v_2^3 + \dots \right), \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

unde

$$v_1 = a/\lambda_1, \quad v_2 = b/\lambda_2 \quad (20)$$

Din (9) și (15) rezultă :

$$\alpha_1 + 3\alpha_3 a^2 + 4\alpha_4 a^3 + \dots = -\beta_1 - 3\beta_3 b^2 - 4\beta_4 b^3 - \dots$$

sau, ținînd cont de (11) și (17),

$$(1 + S_1) \alpha_1 + (1 - S_2) \beta_1 = \frac{P}{Hl} (a S_2 - b S_1), \quad (21)$$

în care :

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= k_1^2 a^2 \left(-\frac{1}{2} + v_1 - \frac{36 - k_1^2 \lambda_1^2}{24} v_1^2 + \frac{40 - 3k_1^2 \lambda_1^2}{20} v_1^3 - \dots \right), \\ S_2 &= k_2^2 b^2 \left(\frac{1}{2} + v_2 + \frac{36 - k_2^2 \lambda_2^2}{24} v_2^2 + \frac{40 - 3k_2^2 \lambda_2^2}{20} v_2^3 + \dots \right). \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Rezolvînd sistemul (18) și (21), obținem

$$\alpha_1 = m \frac{Pb}{Hl}, \quad \beta_1 = n \frac{Pa}{Hl}, \quad (23)$$

în care am notat :

$$\left. \begin{aligned} m &= \frac{a(R_1 - R_2)(1 - S_2) + (1 - R_2)(aS_2 - bS_1)}{a(1 - R_1)(1 - S_2) + b(1 - R_2)(1 + S_1)}, \\ n &= \frac{b(R_2 - R_1)(1 + S_1) + (1 - R_1)(aS_2 - bS_1)}{a(1 - R_1)(1 - S_2) + b(1 - R_2)(1 + S_1)}. \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

O dată coeficienții α_i și β_i determinați, putem calcula ordonata și panta liniei elastice în secțiunea curentă a grinzii. De exemplu, funcția (8) devine acum :

$$v = \left[mx - \frac{k_1^2(1+m)}{6}x^3 + \frac{k_1^2(1+m)}{4\lambda_1}x^4 - \frac{k_1^2(36 - k_1^2\lambda_1^2)(1+m)}{120\lambda_1^2}x^5 + \right. \\ \left. + \frac{k_1^2(40 - 3k_1^2\lambda_1^2)(1+m)}{120\lambda_1^2}x^6 - \dots \right] \frac{Pb}{Hl}. \quad (25)$$

Observînd că mărimile $k_{1,2}$, $\lambda_{1,2}$, $v_{1,2}$, m și n nu depind de P , rezultă din (25) că ordonata liniei elastice este proporțională cu sarcina transversală, factorul de proporționalitate depinzînd însă de H după o lege mai complicată. Așadar, dacă H este constant, metoda suprapunerii efectelor își păstrează valabilitatea, pentru sarcinile transversale și în cazul grinzilor de secțiune variabilă.

În calculul de ordinul II al structurilor static nedeterminate alcătuite din bare drepte este necesară considerarea acțiunii unor cupluri aplicate la extremitățile uneia din barele sistemului. Linia elastică poate fi studiată în acest caz cu ajutorul rezultatelor obținute mai sus. De exemplu, dacă un cuplu M_1 este aplicat la extremitatea stîngă a barei din fig. 3 a, se poate considera — așa cum se arată în [5] — că distanța a tinde către zero în timp ce forța P crește nemărginit, astfel ca produsul Pa să rămînă egal cu M_1 . În aceste condiții avem $R_1 = S_1 = 0$ și $n = \frac{R_2}{1 - R_2}$ rotirile secțiunilor extreme ale barei putîndu-se calcula cu ajutorul funcției (15):

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{11} &= \left[R_2 - \frac{k_2^2 l^2}{2} - \frac{k_2^2 l^3}{\lambda_2} - \frac{k_2^2 l^4 (36 - k_2^2 \lambda_2^2)}{24 \lambda_2^2} - \dots \right] \frac{M_1}{(1 - R_2) H l}, \\ \varphi_{21} &= \frac{R_2}{1 - R_2} \frac{M_1}{H l}, \\ R_2 &= k_2^2 l^2 \left(\frac{1}{6} + \frac{1}{4} \frac{l}{\lambda_2} + \frac{36 - k_2^2 \lambda_2^2}{120} \frac{l^2}{\lambda_2^2} + \dots \right). \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

În mod similar, aplicînd un cuplu M_2 la extremitatea din dreapta a barei (fig. 3 b), avem $R_2 = S_2 = 0$ și $m = \frac{R_1}{1 - R_1}$, rotirile secțiunilor extreme, calculate cu ajutorul funcției (9), fiind :

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{12} &= \frac{R_1}{1 - R_1} \frac{M_2}{H l}, \\ \varphi_{22} &= \left[R_1 - \frac{k_1^2 l^2}{2} + \frac{k_1^2 l^3}{\lambda_1} + \frac{k_1^2 l^4 (36 - k_1^2 \lambda_1^2)}{24 \lambda_1^2} + \dots \right] \frac{M_2}{(1 - R_1) H l}, \\ R_1 &= k_1^2 l^2 \left(\frac{1}{6} - \frac{1}{4} \frac{l}{\lambda_1} + \frac{36 - k_1^2 \lambda_1^2}{120} \frac{l^2}{\lambda_1^2} - \dots \right). \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Relații de tipul (26) și (27) pot fi stabilite și în cazul unor bare la care legea (1) de variație a momentului de inerție al secțiunii este mai complicată decât în exemplul studiat mai sus. Aceste relații pot fi scrise sub forma :

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{11} &= c_{11} \frac{M_1 l}{E I_0}, & \varphi_{21} &= -c_{21} \frac{M_1 l}{E I_0}, \\ \varphi_{12} &= c_{12} \frac{M_2 l}{E I_0}, & \varphi_{22} &= -c_{22} \frac{M_2 l}{E I_0}, \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Fig. 3. Grindă comprimată încărcată cu un cuplu la una din extremități.

cu observația că $c_{12} = c_{21}$ în virtutea teoremei reciproității deplasărilor (Maxwell).

Rotirile φ_1 și φ_2 ale extremităților barei sub acțiunea simultană a cuplurilor M_1 și M_2 se obțin prin suprapunerea efectelor :

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= (c_{11} M_1 + c_{12} M_2) \frac{l}{E I_0}, \\ \varphi_2 &= -(c_{21} M_1 + c_{22} M_2) \frac{l}{E I_0}. \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Calculul de ordinul II al sistemelor static nedeterminate (cadre etc.) alcătuite din bare drepte de secțiune variabilă, solicitate la încovoiere și compresiune (tracțiune), poate fi efectuat prin metodele cunoscute, ca și cum toate barele structurii ar avea secțiunea constantă, fiind solicitate numai la încovoiere. În acest scop, fiecare bară a sistemului poate fi înlocuită cu o bară fictivă, având o rigiditate echivalentă $E I_j^*$, care să țină cont atât de variația rigidității barei reale, cât și de efectul de ordinul II al forței axiale. De exemplu, dacă se aplică în calculul cadrelor cu noduri fixe metoda repartirii și transmisiei momentelor de încastrare (metoda H. Cross), urmează a se lua în considerare următoarele cazuri particulare :

a) Bara $0_1 0_2$ este perfect încastrată în 0_2 (fig. 4 a).

Avem în acest caz $\varphi_2 = 0$ și, în virtutea relațiilor (29) :

$$M_2 = -\frac{c_{21}}{c_{22}} M_1, \quad \varphi_1 = \frac{\Delta}{c_{22}} \frac{M_1 l}{E I_0}, \quad (30)$$

în care

$$\Delta = \begin{vmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{vmatrix} \quad (31)$$

Bara de rigiditate constantă, $E I_{12}^*$, simplu rezemată în 0_1 și perfect încastrată în 0_2 , prezintă în 0_1 , sub acțiunea cuplului M_1 , rotirea

$$\varphi_1^* = \frac{M_1 l}{4 E I_{12}^*}.$$

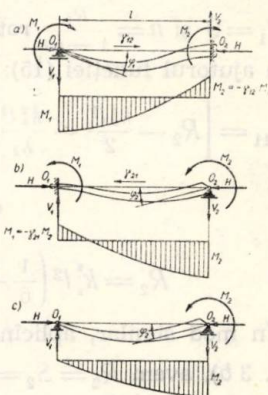


Fig. 4. Transmiterea momentelor de la o extremitate la cealaltă a unei grinzi comprimate de secțiune variabilă.

Din condiția $\varphi_1 = \varphi_1^*$ rezultă acum :

$$I_{12}^* = \frac{c_{22}}{4 \Delta} I_0. \quad (32)$$

Valoarea coeficientului de transmisie de la extremitatea 0_1 la secțiunea încastrată 0_2 rezultă din (30) :

$$\gamma_{12} = \frac{c_{21}}{c_{22}}. \quad (33)$$

b) Bara $0_1 0_2$ este perfect încastrată în 0_1 (fig. 4 b).

Raționînd ca în cazul precedent, obținem :

$$M_1 = -\frac{c_{12}}{c_{11}} M_2, \quad \varphi_2 = -\frac{\Delta}{c_{11}} \frac{M_2 l}{E I_0}. \quad (34)$$

Momentul de inerție al grinzii de rigiditate echivalentă, simplu rezemată în 0_2 și perfect încastrată în 0_1 , are valoarea

$$I_{21}^* = \frac{c_{11}}{4 \Delta} I_0, \quad (35)$$

iar coeficientul de transmisie de la 0_2 la 0_1 este

$$\gamma_{21} = \frac{c_{12}}{c_{11}}. \quad (36)$$

În cazul cînd grinda reală este simetrică în raport cu mijlocul ei, avem $c_{11} = c_{22}$, deci $I_{12}^* = I_{21}^*$ și $\gamma_{12} = \gamma_{21}$.

c) Bara $0_1 0_2$ este acționată de un singur cuplu, aplicat la unul din capete (fig. 4 c).

Fie, de exemplu, 0_1 extremitatea articulată liberă a barei. Făcînd în (29) $M_1 = 0$, rezultă :

$$\varphi_2 = \varphi_{22} = -\frac{c_{22} M_2 l}{E I_0}.$$

Pentru a calcula rigiditatea echivalentă $E I_{21}^{**}$, egalăm valoarea unghiului de mai sus cu cea corespunzătoare unei bare de secțiune constantă, acționată numai de cuplul M_2 ,

$$\varphi_2 = -\frac{M_2 l}{3 E I_{21}^{**}},$$

obținînd astfel :

$$I_{21}^{**} = \frac{I_0}{3 c_{22}}. \quad (37)$$

Aplicație numerică.

Bara din fig. 2 și 3 avînd $l = 10$ m și $E I_1 = 1000$ m²tf, este acționată de cuplurile $M_1 = M_2 = 2$ mtf și comprimată cu forța $H = 50$ tf. Să se culculeze ri-

găditățile echivalente și coeficienții de transmisie pentru cazurile a), b) și c) reprezentate în fig. 4, cunoscând că extremitățile barei nu suferă deplasări perpendiculare pe axa acesteia.

Rezolvare. 1°. Considerăm, într-o primă ipoteză de încărcare, că bara este acționată numai de sarcinile M_1 și H (fig. 3 a). Unghiurile φ_{11} și φ_{21} pot fi determinate grafic prin aproximații succesive. În acest scop se presupune mai întâi că $H=0$, obținând valorile $\varphi_{11}^{[0]}$ și $\varphi_{21}^{[0]}$, ordonata liniei elastice fiind $v^{[0]}$. Adăugind acum la momentele $M^{[0]}$, date de cuplul M_1 , valorile suplimentare $H v^{[0]}$, rezultă momentele corectate $M^{[1]}$, cu ajutorul cărora obținem unghiurile $\varphi_{11}^{[1]}$ și $\varphi_{21}^{[1]}$ ordonata corectată a liniei elastice fiind $v^{[1]}$. Se repetă apoi calculul grafic pornind de la momentele corectate $M^{[1]} = M^{[0]} + H v^{[1]}$ și se obțin ordonatele $v^{[2]}$.

Procedeeul se continuă pînă la atingerea rezultatului cu precizia dorită. În cazul de față se obțin valorile numerice din tabelul de mai jos :

Etapă de calcul	φ_{11}	$-\varphi_{21}$
$H=0$	0,00386	0,00117
Prima valoare corectată	0,00435	0,00134
A doua valoare corectată	0,00440	0,00141
A treia valoare corectată	0,00441	0,00142

Utilizînd relațiile (28), în care $I_0 = I_1$, rezultă coeficienții :

$$c_{11} = \frac{E I_1 \varphi_{11}}{M_1 l} = 0,2205 \quad , \quad c_{21} = -\frac{E I_1 \varphi_{21}}{M_1 l} = 0,0710.$$

2°. Considerînd, într-o a doua ipoteză de încărcare, că bara este acționată numai de sarcinile M_2 și H (fig. 3 b) și aplicînd metoda de calcul grafic descrisă mai sus, obținem :

Etapă de calcul	φ_{12}	$-\varphi_{22}$
$H=0$	0,00114	0,00136
Prima valoare corectată	0,00137	0,00151
A doua valoare corectată	0,00141	0,00153
A treia valoare corectată	0,00142	0,00153

Din relațiile (28) rezultă coeficienții :

$$c_{12} = \frac{E I_1 \varphi_{12}}{M_2 l} = 0,0710 \quad , \quad c_{22} = -\frac{E I_1 \varphi_{22}}{M_2 l} = 0,0765.$$

3°. Rigiditățile echivalente și coeficienții de transmisie căutați se calculează cu ajutorul formulelor (31) .. (37). Avem $\Delta = 0,0118$, așa încît :

$$I_{12}^* = 1,62 I_1 \quad , \quad I_{21}^* = 4,66 I_1 \quad , \quad I_{21}^{**} = 4,36 I_1,$$

$$\gamma_{12} = 0,928 \quad , \quad \gamma_{21} = 0,322.$$

Observație. În vederea aplicării metodei Cross este necesară cunoașterea momentelor de încastrare perfectă, obținute în urma efectuării unui calcul de ordinul II, pentru o sarcină transversală dată Q . Notînd cu φ_{1Q} și φ_{2Q} rotirile libere ale secțiunilor extreme sub acțiunea sarcinii axiale și a celei transversale și cu κ_1 , respectiv κ_2 , factorii (deocamdată nedeterminați) cu care urmează a fi înmulțite momentele arbitrare M_1 și M_2 , aplicate la capetele barei, rezultă prin suprapunerea efectelor :

$$\varphi_1 = \varphi_{1Q} + \kappa_1 \varphi_{11} + \kappa_2 \varphi_{12},$$

$$\varphi_2 = \varphi_{2Q} + \kappa_1 \varphi_{21} + \kappa_2 \varphi_{22}.$$

Punînd acum condiția $\varphi_1 = \varphi_2 = 0$, se obțin cu ajutorul sistemului de mai sus valorile κ_1 și κ_2 momentele de încastrare fiind :

$$M_1 = \kappa_1 M_1 \quad , \quad M_2 = \kappa_2 M_2.$$

Résumé

Les barres droites à section variable, soumises à la flexion et compression, qui appartiennent à une structure plane, sont assimilées à des poutres conventionnelles de rigidité invariable, sollicitées seulement à la flexion. On établit les expressions des rigidités conventionnelles et des facteurs de transmission.

Резюме

Прямые стержни переменного сечения подвергающиеся изгибу и сжатию, которые принадлежат плоским рамам, замещены условными стержнями постоянной жесткости, подвергающиеся только изгибу.

Устанавливаются выражения условных жесткостей и факторов передачи.

Bibliografie

1. GULDAN, RICHARD : *Die Cross-Methode und ihre praktische Anwendung*. Springer-Verlag, Wien, 1955 (p. 122—142).
2. KORNOUHOV, N. V. : *Procinosti i ustoiçivosti sterjnevîh sistem*. Stroizdat, Moskva, 1949.
3. MAZILU, PANAIT : *Statica construcțiilor*. Editura tehnică, București, 1959, vol. 2 (pag. 738—767).
4. RAȚU S. și BERGMAN M. : *Stabilitatea statică a sistemelor elastice*. Litografia MIC, București, 1960.
5. TIMOSHENKO S. : *Théorie de la stabilité élastique*. Ch. Béranger, Paris et Liège, 1947.

ÎNCERCAREA FOTOELASTICĂ A UNOR BARE SEMICURBE SOLICITATE LA ÎNCOVOIERE

I. COȘEREANU, I. DEUTSCH, I. GOIA, T. NEAMȚU

Generalități

Într-o lucrare anterioară [1] s-a stabilit o metodă aproximativă de calcul a barelor semicurve (bare cu una din fibrele extreme curbă iar cealaltă dreaptă) cu secțiunea transversală simetrică, încărcate în planul de simetrie cu sarcini coplanare. Ca aplicație s-a studiat ferura ridicătorului hidraulic de la tractorul U-650 verificându-se metoda de calcul cu ajutorul tensometriei electrice. Întrucât secțiunea transversală a ferunii avea o configurație complexă și neuniformă, pe de o parte, iar cu ajutorul tensometriei electrice s-au măsurat valori medii ale tensiunilor de-a lungul bazei traductorilor-rezistivi, pe de altă parte, s-a găsit necesară verificarea metodei de calcul printr-o experimentare fotoelastică. În acest sens în prezenta lucrare s-au cercetat bare semicurve cu fibra extremă curbă în formă de arc de cerc și cu secțiunea transversală dreptunghiulară (fig. 1). Bara a fost încărcată cu o forță concentrată P la capătul liber și încastată cu ajutorul unor buloane la capătul celălalt.

Pentru a defini mărimea curburii în dreptul diferitelor secțiuni s-a trasat fibra medie (curba egal îndepărtată de cele două fibre marginale) și s-a notat prin h înălțimea unei secțiuni, măsurată perpendicular pe fibra medie. Astfel o caracteristică a curburii din dreptul unei secțiuni este raportul h/ρ unde ρ este raza de curbură a fibrei medii.

Metoda aproximativă de calcul din [1] se bazează pe următoarele ipoteze :

— Axa neutră a secțiunii transversale la o solicitare de încovoiere pură se află aproximativ la aceeași distanță de cele două fibre marginale ale grinzii.

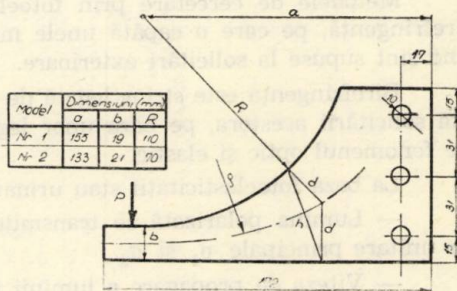


Fig. 1. Modelul încercat

— În zona din dreptul fibrei marginale drepte eforturile unitare normale se distribuie aproximativ liniar, în schimb, în cealaltă zonă, hiperbolic. Aceste eforturi unitare au fost considerate pe o secțiune frântă, perpendiculară pe fibrele marginale.

Pe baza acestor ipoteze s-au stabilit următoarele expresii ale eforturilor unitare normale maxime în cele două fibre marginale :

— În fibra marginală curbă :

$$\sigma_{1\max} = \frac{M d}{R \left[\left(R + d + \frac{I}{S} \right) H - S \right]} + \frac{N_1}{A_1}; \quad (1)$$

— În fibra marginală dreaptă :

$$\sigma_{2\max} = \frac{R H}{S} \cdot \frac{M d}{R \left[\left(R + d + \frac{I}{S} \right) H - S \right]} + \frac{N_2}{S_2}, \quad (2)$$

unde s-a notat cu :

M — momentul încovoietor ;

N_1 și N_2 — forțele axiale în cele două zone ale secțiunii frante ;

d — distanța de la fibra medie la fibrele extreme ;

A — aria jumătății de secțiune ;

S — momentul static al jumătății de secțiune față de axa neutră ;

I — momentul de inerție al jumătății de secțiune față de axa neutră ;

$$H = \delta \left[\left(R + d \right) \ln \left(1 + \frac{d}{R} \right) - d \right], \quad \delta \text{ fiind grosimea modelului}$$

Aparatura și metoda de încercare fotoelastică.

Metodele de cercetare prin fotoelasticitate se bazează pe proprietatea de birefrință, pe care o capătă unele materiale izotrope în stare inițială, atunci când sînt supuse la solicitări exterioare.

Birefrința este strîns legată de starea de eforturi ce apare în piese datorită solicitării acestora, pe baza unor legi fizice și relații matematice precise între fenomenul optic și elastic.

La baza fotoelasticității stau următoarele două legi :

— Lumina polarizată se transmite numai pe direcția planurilor eforturilor unitare principale σ_1 și σ_2 .

— Viteza de propagare a luminii în fiecare plan principal este direct proporțională cu diferența eforturilor unitare principale din cele două plane.

A doua lege este cantitativă și conduce la ecuația următoare în care k

$$\sigma_1 - \sigma_2 = k \cdot \sigma_0$$

este un număr întreg real iar σ_0 constanta fotoelastică a materialului.

Încercarea s-a executat pe un aparat de fotoelasticitate „MEOPTA”, compus dintr-un dispozitiv de încărcare a modelului, o sursă de lumină, un polariscop și o instalație de înregistrare (fig. 2).

Polariscopul este alcătuit din doi polaroizi cu diametrul de 30 cm formați fiecare dintr-o sticlă de nicol și o lamă sfert de undă. Modelul sub sarcină este introdus între cei doi polaroizi. Ca urmare a cîmpului de lumină polarizat plan sau circular, se obțin franjuri de interferență care, în funcție de așezarea polarizorilor ne dau două familii de curbe :

— *izoclinele* — reprezentînd locul geometric al punctelor de egală înclinare a tensiunilor principale din planul modelului.

— *izocromaticile* — reprezentînd locul geometric al punctelor de egală valoare a diferenței tensiunilor principale, adică de egală valoare a efortului unitar tangențial maxim.

Poziția izoclinelor nu variază cu încărcarea, ci numai cu înclinarea piesei sau a polarizorilor.

Cu ajutorul izoclinelor se trasează izostaticile, care indică direcția eforturilor unitare principale în orice punct al piesei.

Pe baza curbelor caracteristice amintite mai sus se poate elabora un studiu cantitativ, folosind rețeaua de izocromatice și izocline.

Pentru încercarea de fotoelasticitate s-au folosit următoarele materiale :

— plexiglas, pentru obținerea rețelei de izocline ;

— juralit, pentru obținerea rețelei de izocromatice.

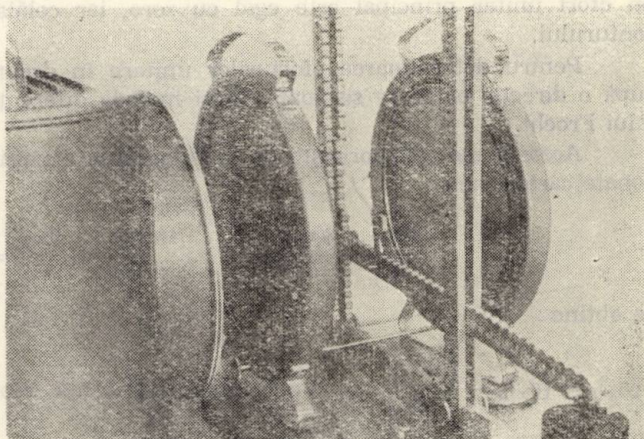


Fig. 2. Aparatul folosit pentru încercări

Prin folosirea plexiglasului cu o constantă fotoelastică mică nu apar izocromatice în model. În schimb în juralit apar și izoclinele și izocromaticile, înlăturarea izoclinelor făcîndu-se prin folosirea polarizorului circular și a luminii monocromatice obținute cu o instalație de vapori de sodiu.

Etalonarea materialului modelului s-a realizat pe epruvete de secțiune constantă supusă la o solicitare de încovoiere pură.

Încercarea modelului a trebuit făcută imediat după prelucrare, deoarece juralitul după un timp oarecare capătă un „efect de margine” prin care apar eforturi unitare suplimentare nedorite pe conturul modelului, care duc la rezultate greșite.

Izoclinele fiind de egală înclinare a tensiunilor principale, ordinul lor reprezentînd înclinarea acestor tensiuni față de axa piesei, în orice punct de pe aceste izocline se poate determina direcția eforturilor principale. Pornind de la

o izoclină oarecare și ducind o linie poligonală cu direcțiile care o taie și cu vîrfurile situate pe curbele ajutătoare intermediare se obține traseul izostaticelor date aproximativ de către aceste linii poligonale sau mai exact de către curbele continue înscrise.

Izocromaticile se obțin la aparatul de fotoelasticitate prin încărcarea modelului sub anumite sarcini.

În rețeaua de izocromatici apar aceleași puncte singulare ca și în rețeaua de izocline. Aceste puncte reprezintă izocromatici de ordinul 0. Ordinul izocromatici determină mărimea efortului unitar tangențial maxim în locul respectiv.

Eforturile unitare cele mai mari, produse prin solicitarea de încovoiere se dezvoltă în fibrele longitudinale marginale de pe conturul barei. Valoarea lor rezultă din rețeaua de izocromatici. Știind că creșterea efortului unitar între cele două izocromatici reprezintă constanta fotoelastică a materialului, se pornește de la un punct singular, unde efortul unitar este 0 și se trece la izocromatici de ordinul 1, unde efortul unitar crește cu valoarea constantei fotoelastice, apoi la izocromatici de ordinul 2, valoarea efortului unitar crescînd cu constanta fotoelastică ș.a.m.d. Totodată se are în vedere că pe conturul neîncărcat un efort unitar principal este egal cu zero, iar celălalt este dirijat în lungul conturului.

Pentru determinarea eforturilor unitare în dreptul unor puncte oarecare după o direcție oarecare se poate folosi metoda diferenței tensiunilor tangențiale a lui Frocht.

Această metodă pornește de la integrarea ecuațiilor de echilibru în coordonate carteziene :

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} = 0.$$

Se obține :

$(\sigma_x)_i = (\sigma_x)_o - \int_0^l \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} \cdot dx$, unde $(\sigma_x)_o$ reprezintă efortul unitar în dreptul unui punct de referință, iar $\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = \tan \alpha$ reprezintă tangenta la curba de variație a efortului unitar tangențial în dreptul unui punct oarecare (fig. 3).

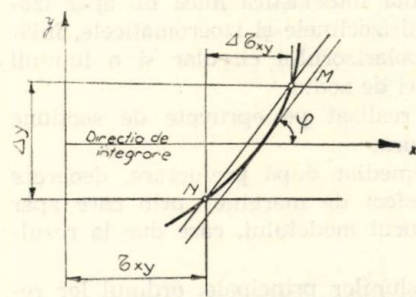


Fig. 3. Metoda diferenței tensiunilor tangențiale

O aproximare destul de bună se face considerînd unghiul pe care-l face coarda dusă între cele două puncte M și N situate la distanțe egale de axa Ox de o parte și de alta a acestei axe :

$$\tan \alpha = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = \frac{\Delta \tau_{xy}}{\Delta y} = \frac{(\tau_{xy})_M - (\tau_{xy})_N}{\Delta y}.$$

Valoarea lui τ_{xy} într-un punct se determină folosind rețeaua de izocline și izocromatici : $\tau_{xy} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \cdot \sin 2\varphi$.

$\sigma_1 - \sigma_2$ se determină cu ajutorul rețelei de izocromatici.

De asemenea tot în punctul respectiv se determină unghiul dintre axa 0x și direcția principală dată de ordinul izoclinei.

Eforturile unitare în dreptul unui punct oarecare vor fi egale cu :

$$(\sigma_x)_i = \sigma_{x0} - \sum_0^i \Delta \tau_{xy} \left(\frac{\Delta x}{\Delta y} \right).$$

Dacă se ia $\Delta x = \Delta y$ atunci se obține :

$$(\sigma_x)_i = \sigma_{x0} - \sum \Delta \tau_{xy}$$

rezultă și :

$$\sigma_y = \sigma_x + (\sigma_1 - \sigma_2) \cdot \cos 2\varphi$$

apoi

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}.$$

Cu ajutorul acestei metode s-a determinat variația eforturilor unitare în lungul unei linii frînte AB din model.

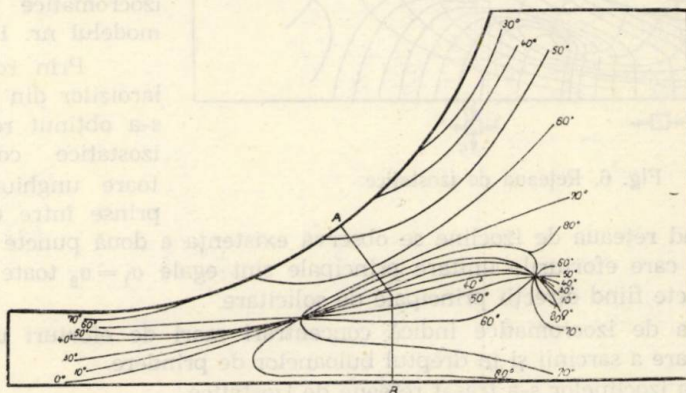


Fig. 4. Rețeaua de izocline

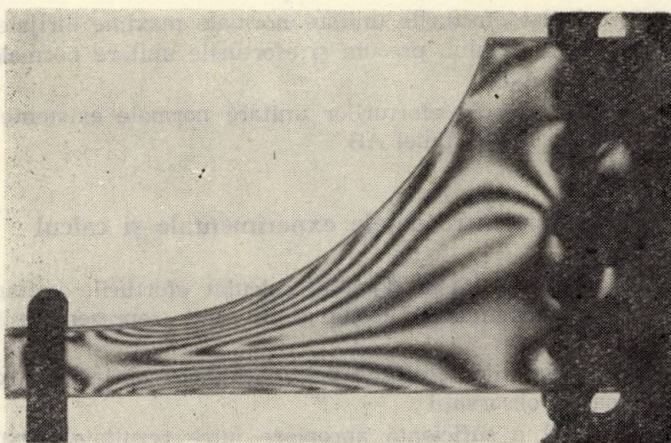


Fig. 5. Rețeaua de izocromatice

Inercarea fotoelastică

Inercarea s-a executat pe două modele avînd dimensiunile date în mm în fig. 1. Astfel modelul nr. 1 a avut raza fibrei interioare egală cu $R = 110$ mm, iar modelul nr. 2 $R = 70$ mm. Grosimea modelului era de $\delta = 6$ mm.

Primul model a fost încărcat cu o forță concentrată de $P = 27,6$ kgf, iar cel de al doilea cu $P = 31$ kgf. Constanta fotoelastică pură, a fost de $\sigma_0 = 28,5$ kgf/cm².

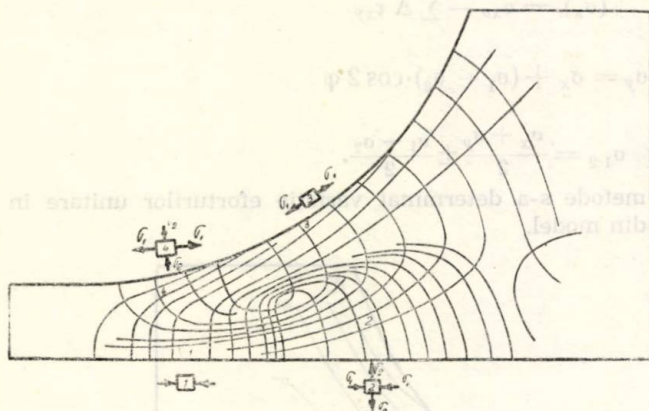


Fig. 6. Rețeaua de izostatice

Prin încercarea epruvetelor de plexiglas s-a obținut rețeaua de izocline iar prin încercarea celor de juralit rețeaua de izocromatice. În fig. 4 și 5 se dau rețelele de izocline și de izocromatice pentru modelul nr. 1.

Prin rotirea polarizatorilor din 10° în 10° s-a obținut rețeaua de izostatice corespunzătoare unghiurilor cuprinse între $0-80^\circ$.

Studiind rețeaua de izocline se observă existența a două puncte singulare interioare, în care eforturile unitare principale sînt egale $\sigma_1 = \sigma_2$ toate direcțiile în aceste puncte fiind direcții principale de solicitare.

Rețeaua de izocromatice indică concentrări mari de eforturi unitare în locul de aplicare a sarcinii și în dreptul buloanelor de prindere.

Pe baza izoclinelor s-a trasat rețeaua de izostatice.

Cu ajutorul acestor rețele de linii s-a trecut la calculul efectiv al eforturilor unitare din modelul încercat.

Astfel s-au calculat eforturile unitare normale maxime dirijate în lungul fibrelor marginale ale modelului, precum și eforturile unitare normale existente într-o secțiune oarecare A-B.

În fig. 7 se dă valoarea eforturilor unitare normale existente în lungul conturului, precum și în lungul liniei AB.

Comparație între datele experimentale și calcul

Cu ajutorul relațiilor (1) și (2) s-au calculat eforturile unitare normale existente pe conturul modelului. Valorile găsite sînt reprezentate punctat în fig. 7.

Din comparația valorilor obținute prin calcul cu cele găsite experimental se desprind următoarele observații :

Există în general o suficientă apropiere între rezultatele experimentale și cele obținute prin calcul. Astfel secțiunea periculoasă rezultată din calcul

Diagrama eforturilor unitare

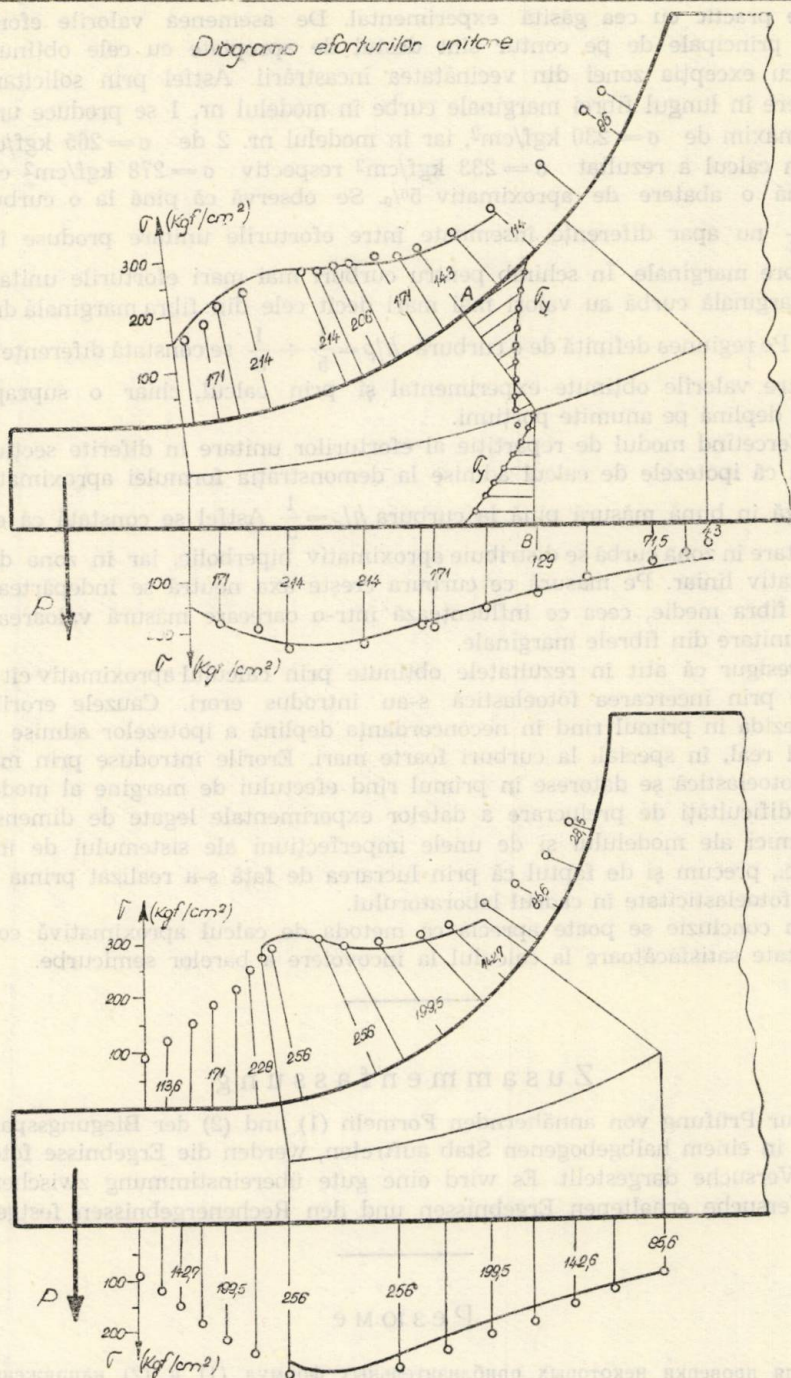


Fig. 7. Diagrama eforturilor unitare

coincide practic cu cea găsită experimental. De asemenea valorile eforturilor unitare principale de pe contur sînt destul de apropiate cu cele obținute din calcul cu excepția zonei din vecinătatea încăstrării. Astfel prin solicitarea de încovoiere în lungul fibrei marginale curbe în modelul nr. 1 se produce un efort unitar maxim de $\sigma = 230 \text{ kgf/cm}^2$, iar în modelul nr. 2 de $\sigma = 265 \text{ kgf/cm}^2$ pe cînd din calcul a rezultat $\sigma = 233 \text{ kgf/cm}^2$ respectiv $\sigma = 278 \text{ kgf/cm}^2$ ceea ce înseamnă o abatere de aproximativ 5%. Se observă că pînă la o curbura de $h/\rho = \frac{1}{8}$ nu apar diferențe însemnate între eforturile unitare produse în cele două fibre marginale. În schimb pentru curbură mai mari eforturile unitare din fibra marginală curbă au valori mai mari decît cele din fibra marginală dreaptă.

Pe regiunea definită de o curbura $h/\rho = \frac{1}{5} \div \frac{1}{8}$ se constată diferențe foarte mici între valorile obținute experimental și prin calcul, chiar o suprapunere aproape deplină pe anumite porțiuni.

Cercetînd modul de repartiție al eforturilor unitare în diferite secțiuni, se constată că ipotezele de calcul admise la demonstrația formulei aproximative se realizează în bună măsură pînă la curbura $h/\rho = \frac{1}{5}$. Astfel se constată că eforturile unitare în zona curbă se distribuie aproximativ hiperbolic, iar în zona dreaptă aproximativ liniar. Pe măsură ce curbura crește axa neutră se îndepărtează totuși de fibra medie, ceea ce influențează într-o oarecare măsură valoarea eforturilor unitare din fibrele marginale.

Desigur că atît în rezultatele obținute prin calculul aproximativ cit și cele obținute prin încercarea fotoelastică s-au introdus erori. Cauzele erorilor de calcul rezidă în primul rînd în neconcordanța deplină a ipotezelor admise cu fenomenul real, în special, la curbură foarte mari. Erorile introduse prin măsurătoarea fotoelastică se datoresc în primul rînd efectului de margine al modelului, a unor dificultăți de prelucrare a datelor experimentale legate de dimensiunile relativ mici ale modelului și de unele imperfecțiuni ale sistemului de înregistrare etc., precum și de faptul că prin lucrarea de față s-a realizat prima încercare de fotoelasticitate în cadrul laboratorului.

În concluzie se poate aprecia că metoda de calcul aproximativă conduce la rezultate satisfăcătoare la calculul la încovoiere a barelor semicurve.

Zusammenfassung

Zur Prüfung von annähernden Formeln (1) und (2) der Biegungsspannungen, die in einem halbgebogenen Stab auftreten, werden die Ergebnisse fotoelastischer Versuche dargestellt. Es wird eine gute Übereinstimmung zwischen den durch Versuche erhaltenen Ergebnissen und den Rechenergebnissen festgestellt.

Резюме

Для проверки некоторых приблизительных формул (1) и (2) напряжений изгиба развитых в полукривом стержне представляются результаты некоторых фотоэластичных испытаний.

Констатируется хорошее соответствие между экспериментальными результатами и результатами полученных исчислениями.

Bibliografie

1. I. COȘEREANU și colectivul : *Studiul rezistenței ferunii ridicătorului hidraulic de la tractorul U-650*. Lucrări științifice, vol. II Fac. de ind. lemnului Brașov, 1965.
 2. N. IOSIPESCU : *Introducere în fotoelasticitate*, vol. I și II, Editura tehnică, București, 1958, 1960.
-

ASUPRA REDUCTOARELOR PLANETARE SIMPLE CU SATELIT DUBLU ȘI ANGRENARE INTERIOARĂ

TUDOR ALEX. VASU, CONSTANTIN RADULESCU

Introducere

Posibilitățile largi cinematice ale mecanismelor planetare simple sînt cunoscute [1 ; 8]. Cu toate acestea aplicarea lor practică este limitată de randamentul scăzut în anumite cazuri.

Principalele scheme ale mecanismelor planetare sînt redată în tabela 1 [8], unde se prezintă expresiile raportului de transmitere și randamentului pentru toate cazurile posibile. Sub aspectul realizării unui raport de transmitere mare, schemele sistem *C* și *D* sînt cele ce satisfac. Dintre acestea, schema sistem *C* prezintă avantajul unui randament al angrenării mai bun decît schema sistem *D*. Se pare deci, că pentru realizarea unui reductor planetar simplu cu raport mare de transmitere, această schemă oferă posibilitățile cele mai bune (sistem *C* tip III *b*).

Mecanismul planetar simplu sistem *C* tip III *b* a fost în atenția multor cercetători, pentru posibilitățile largi cinematice. Cu toate acestea aplicarea acestuia pentru transmitere de puteri s-a făcut cu mare rezervă, fiind considerat ca avînd un randament scăzut la rapoarte de transmitere mari [1], ceea ce permite aplicarea numai în scopuri cinematice [6]. În acest sens se cunoaște în literatura tehnică [1] variația randamentului unui reductor, construit în baza acestei scheme, funcție de raportul de transmitere *i*, în cazul construcției cu rulmenți (Fig. 1).

Cu toate acestea analizînd expresia raportului de transmitere în acest caz (Tab. 1) se constată că pentru un același *i* (sau valori apropiate acestuia) se pot stabili diferite combinații de numere de dinți, rezultînd un randament al angrenării diferit. Aceasta permite ca variația randamentului funcție de *i* (Fig. 1), să

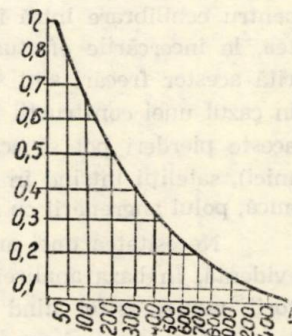


Fig. 1. Randamentul funcție de *i*, după Kudriavțev

fie pusă sub semnul întrebării, atâta timp cât se admite o singură astfel de variație. Posibilitatea realizării aceluiași raport de transmitere, dar cu randamente diferite este de altfel sesizată în literatura de specialitate [7; 9] și confirmată prin compararea experimentărilor făcute [7; 6]. Mai mult decât atât, este scoasă în evidență variația randamentului și funcție de alți factori ca turație, lubrifiant, unghi de referință, unghi de angrenare etc. [6; 7].

Din cele de mai sus se pot trage suficiente concluzii ce să conducă la necesitatea unui studiu mai amănunțit asupra randamentului acestui mecanism, funcție de toți parametrii de care depinde.

Realizarea unui reductor planetar simplu cu satelit dublu și angrenare interioară (C — III b) avînd un raport de transmitere mare și randament bun (comparabil cu randamentul altor transmisii de putere) este posibilă numai în urma stabilirii dependenței randamentului de toți factorii. Necesitatea stabilirii unei relații, în baza căreia să se facă sinteza reductorului, se impune cu prioritate, în rezolvarea generală a problemei.

În literatura de specialitate [7; 9] se cunosc unele recomandări cu privire la alegerea numerelor de dinți, astfel ca randamentul reductorului să fie maxim. Aceste recomandări însă nu sînt în concordanță, în timp ce U. A. Taplin [9] formulează ipoteza obținerii randamentului maxim cînd $(z_3 - z_2)$ este maxim, V. V. Matveev susține că aceasta se obține cînd $(z_1 - z_2)$ este minim și z_1 maxim. Ambele recomandări se bazează însă pe un studiu insuficient al randamentului reductorului, bazîndu-se în special pe analiza randamentului angrenării, admitînd constante pierderile datorită rulmenților [7] fără nici o justificare.

Pierderile specifice de putere, datorită frecării în baia de ulei sînt analizate experimental de M. I. Anfimov [6]. Rezultatele obținute nu sînt însă concludente, căci probele s-au făcut cu unele reductoare la care contragreutatea pentru echilibrare intră în baia de ulei, sporind aceste pierderi. Cu toate acestea, la încercările efectuate la puterea de regim a rezultat că pierderile datorită acestor frecări sînt sub 5% din celelalte pierderi [6]. Aceasta înseamnă că în cazul unei construcții îmbunătățite (contragreutatea să nu atingă baia de ulei) aceste pierderi pot să scadă simțitor (se apreciază a fi de cel puțin 5 ori mai mici), sateliții intrînd în baia de ulei periodic, avînd viteza periferică extrem de mică, polul angrenării cu roată fixă fiind în zona scufundată în baie.

Necesitatea unei analize detaliate a randamentului acestor reductoare este evidentă. În baza analizei urmează a se stabili dependența acestuia de toți factorii, numai astfel fiind posibilă sinteza unui astfel de reductor cu raport de transmitere mare și randament bun.

În continuare se propune rezolvarea sintezei acestor reductoare. Pentru simplificare se admite neglijabil efectul forțelor centrifuge asupra randamentului. Această ipoteză este acoperitoare atîta timp cât aceste forțe nu depășesc dublul forțelor radiale din angrenaj. Aceasta se poate realiza prin măsuri speciale constructive, corpul sateliților urmînd a fi executat, după nevoie, din aliaje ușoare. De asemenea se admite construcția la care este respectată condiția:

$$z_1 - z_2 = z_3 - z_2'$$

2. Randamentul reductorului, în vederea sintezei acestuia

Randamentul reductorului planetar cu satelit dublu și angrenare interioară rezultă conform legii generale :

$$\eta = 1 - \psi_a - \psi_u - \psi_r \quad (1)$$

unde ψ_a , ψ_u și respectiv ψ_r sînt pierderile specifice datorită angrenării (a), frecărilor în baia de ulei (u) și respectiv în rulmenți (r).

Pentru simplificarea calculelor, notînd cu z numărul mediu de dinți al roților, iar cu a și b diferența numărului real de dinți față de z , rezultă :

$$z_1 = z + b ; z_2 = z - a ; z_2' = z - b ; z_3 = z + a \quad (2)$$

astfel că raportul de transmitere al reductorului, conform tabelului 1, devine

$$i = \frac{i_0}{i_0 - 1} = \frac{z^2 - a^2}{b^2 - a^2} \quad (3)$$

Randamentul angrenării se obține tot conform tabelului 1. Ținînd seama că z este mare față de a și b , cu eroare sub 1% rezultă :

$$\eta_{s3}^1 \approx \frac{b - a}{b - a + 2K} \quad (4)$$

de unde :

$$\psi_a = 1 - \eta_{s3}^1 = \frac{2K}{b - a + 2K} \quad (5)$$

Pierdere specifică datorită frecărilor în baia de ulei fiind mică în raport cu celelalte (după cum rezultă din introducere), pentru moment poate fi neglijată.

Pierdere specifică de putere în lagăre poate fi exprimată funcție de pierdere în unul din rulmenții sateliților.

$$\psi_r = K_r \cdot \psi_{r1} \quad (6)$$

Momentul de frecare într-un rulment este [3]

$$M_f = \frac{1}{2} \mu F_R d \quad (7)$$

și deci pierdere specifică datorită acestuia rezultă

$$\psi_{r1} = \frac{M_f \omega}{P_m} = \frac{\pi d n \mu F_R}{75 600 P_m} \quad (8)$$

unde F_r este forța radială totală ce încarcă rulmentul respectiv. P_m este puterea motoare a reductorului, iar $\mu = 1,2 \cdot 10^{-3}$ [3], variațiile față de această cîră fiind mici.

Diametrul interior (d) al rulmentului depinde însă de F_R . Pentru limitele $d = 10 - 150$ mm s-a stabilit că este valabilă legea (erorile sînt neglijabile, sub 1%).

$$C = 13,7 \cdot d^{1,5} = F_R \cdot N^{0,333} = F_R \left(\frac{60 n h}{10^6} \right)^{0,333} \quad (9)$$

În baza acestei relații, exprimînd diametrul (d) funcția de F_R , iar pe F_R funcție de puterea (P_r), turația la intrare în reductor (n), numărul mediu de dinți (z) și modul (m), relația (8) devine :

$$\psi_{r1} = K_1 \left(\frac{P_m i}{z} \right)^{1,222} \cdot \eta^{1,222} = K_1 \left(\frac{P_m^2 i}{b^2 - a^2} \right)^{0,611} \cdot \eta^{1,222} \quad (10)$$

unde valoarea coeficientului K_1 este

$$K_1 = 7,23 \cdot 10^{-2} \cdot h^{0,222} \left(\frac{48500 \cdot 1,3}{y \cdot \psi_m \cdot \sigma_{ai}} \right)^{-0,555} \quad (11)$$

În baza relațiilor (1), (6) și (10)

$$\frac{\psi_r}{\eta^{1,222}} = \frac{1 - \psi_a - \psi_u - \eta}{K_r \eta^{1,222}} = K_1 \left(\frac{P_m i}{z} \right)^{1,222} = K_1 \left(\frac{P_m^2 i}{b^2 - a^2} \right)^{0,611}$$

Exprimîndu-se ψ_a funcția de $(b-a)$ și grupînd convenabil termenii rezultă

$$\frac{\frac{b-a}{b-a+2K} - \psi_u - \eta}{K_r \cdot \eta^{1,222}} (b-a)^{0,611} = K_1 (P_m^2 i)^{0,611} (b+a)^{-0,611} \quad (12)$$

Rezultă deci o dependență funcțională între randamentul reductorului (η), factorii $(b-a)$ și $(b+a)$ și produsul dintre pătratul puterii motoare și rapor-

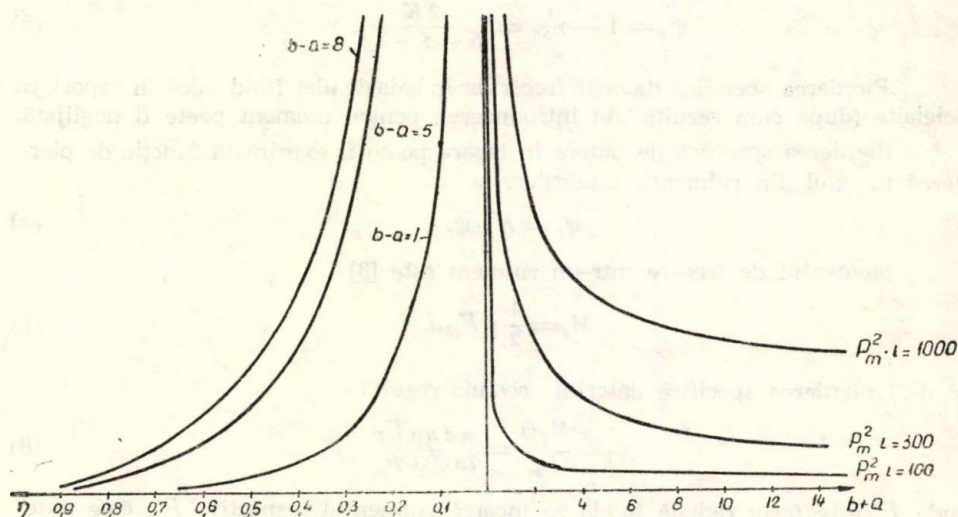


Fig. 2. Randamentul funcției de $a+b$, $b-a$ și $P_m^2 \cdot i$

tul de transmitere ($P_m^2 \cdot i$). Această dependență funcțională reprezentată în fig. 2, unde s-a considerat $K_1 = 7,46 \cdot 10$, s-a determinat pentru $h = 5000$ ore, $K = 0,2$, $\sigma_{ai} = 1450$ kgf/cm² și $\psi_m = 10$. Analog rezultă și alte diagrame pentru valori ale lui K_1 .

În baza diagramei, pentru construirea unui reductor, funcție de putere (P_m), raport de transmitere și randament se determină în valorile lui $(b - a)$ și $(b + a)$, rezultând deci indirect elementele cinematice ale acestuia, conform relațiilor (2) și (3).

Concluzia rezultă firesc. Pentru o anumită putere și un anumit raport de transmitere rezultă mai multe variante, avînd randamente diferite. Comparîndu-se randamentele rezultate în urma studiului, cu cele publicate pînă în prezent de literatura de specialitate (fig. 1), rezultă că pot fi obținute și acestea, dar se pot obține și randamente net superioare.

Pentru întărirea bazelor teoretice stabilite se poate aminti că reductoare de acest gen în baza unor studii anterioare au fost construite la Uzinele de autocamioane — Brașov, în cadrul unor instalații de mecanizare, dintre care se remarcă reductorul ce face parte din stația de antrenare a conveiorului pentru montajul general al camionului, ce este în funcție de mai bine de patru ani. Acest reductor, precum și altele, ce s-au construit ulterior, au fost calculate în baza ipotezelor de mai sus, dar calculul fiind efectuat pentru fiecare caz în parte, fără a avea la bază o generalizare a problemei respective.

Faptul că s-au experimentat pînă în prezent numai reductoare cu un raport maxim de 800 nu permite a se trage concluzii pentru rapoarte mai mari, decît să se întrevadă valabilitatea teoriei pentru reductoare cu un raport de transmitere de ordinul $i = 10000$. Confirmarea o vor da desigur experimentările ce urmează.

Concluzii

Contrar celor din literatura de specialitate [1; 6; 7; 9], reductoarele planetare, cu satelit dublu și angrenare interioară, pot fi realizate cu randament relativ bun, chiar la rapoarte de transmitere destul de mari ($i < 1000$), adică sînt reductoare ce pot transmite puteri și nu numai reductoare cinematice.

Pentru realizarea unui randament bun se aleg parametrii a și b convenabili. Relația (12), în baza căreia se face sinteza reductorului indică pentru i dat $(b - a)$ mare și $(b + a)$ mic, pentru obținerea unui randament bun. Aceasta înseamnă că b trebuie să fie mare și a mic (chiar $a = 0$). Avînd în vedere că

$a = \frac{1}{2}(z_3 - z_2)$ acesta confirmă ipoteza lui Taplin [9] și infirmă parțial cele susținute de Matveev [7].

Zusammenfassung

Es wird der Ausdruck des Wirkungsgrades in Funktion der Kinematischen und konstruktiven Elemente des Reduktors bestimmt. Es besteht die Möglichkeit grosse Übertragungsverhältnisse bei einem guten Wirkungsgrad des Reduktors zu erzielen.

Резюме

Устанавливается выражение к. п. д в зависимости от кинематических и конструктивных параметров редуктора.

Используя эти зависимости можно реализовать редуктор с большим передаточным числом и высоким к. п. д.

Bibliografie

1. KUDRIAVTSEV, V. N. *Planetarniye peredaci*, Maşgiz, 1960.
2. VASU T. A.: *Reductoare planetare cu raport mare de transmitere şi randament ridicat*, comunicarea la sesiunea ştiinţifică a I. P. Galaţi, 1964.
3. TOLPEGHIN A., SPITZER I., DUCA N., SZISZMANN R.: *Rulmenţi*, Editura tehnică, 1963.
4. HOROVITZ B.: *Angrenaje cilindrice*, Editura tehnică, 1959.
5. HOROVITZ B.: *Reductoare şi variatoare de turaţie*, Editura tehnică, 1961.
6. ANFIMOV, M. I.: *Eksperimentalnoe opredelenie koeffitsienta polznovo deistviia planetarnih reduktorov, konstruirovaniye krupnih maşin*, Vol. 1, Maşgiz 1962.
7. MATVEEV V. V.: *Alegerea parametrilor reduktorului p'planetar tip 2 KN, cu două trepte cu dantură interioară*, Buletinul construcţiei de maşini, nr. 8, 1960.
8. xxx Hüttele II A, 28. Auflage, verlag von Wilhelm Ernst & Sohn. Berlin 1954.
9. TAPLIN U. A.: *Proiectarea sistemelor p'planetare epiciclice compuse, cu randament maxim şi avînd raporturi de transmitere mari*. Maşinostroenie, culegere de traduceri şi de prospecte din literatura periodică străină, Nr. 2 (56), 1958.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. IX — 1967

Construcția de automobile-tractoare

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. IX — 1967

Construction of motor-cars and tractors

★

BULLETIN DE L'INSTITUTE POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mécanique

Tome IX — 1967

Construction d'automobiles-tracteurs

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band IX — 1967

Kraftwagen und Traktorenbau

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том IX — 1967

Конструкция автомобилей и тракторов

INFLUENȚA TOLERANȚEI SPAȚIULUI MORT ASUPRA VARIAȚIEI RAPORTULUI DE COMPRESIE ȘI ASUPRA ENERGIEI DE TURBIONARE A AERULUI ÎN CAMERA DE ARDERE, CU APLICAȚIE LA MOTORUL D-103

GH. D. MUNTEANU și I. CIUBOTARIU de la Uzina „Tractorul” Brașov*)

La primele încercări pe bancul de probă motorul D-103 care echipează tractorul românesc U-650 a arătat variații sensibile la puterea nominală și la consumul specific de motorină.

Printre problemele care s-au reanalizat a fost și lanțul de dimensiuni al sistemului de piese: bloc-arbore motor-ambrei-j-chiulasă-garnitura chiulasei.

Am considerat drept cota de închidere a acestui lanț, spațiu mort s_0 , o dimensiune liniară adică distanța între fața de așezare a chiulasei pe blocul motor și fața paralelă a fundului de piston cînd pistonul se găsește în punctul mort interior (P.M.I.).

Abaterile limită A_s și A_i ale valorii nominale s_0 , modificînd distanța dintre piston și chiulasă în poziția P.M.I. va influența atît valorile raportului de compresie ϵ cît și valorile energiei de turbionare a aerului E în camera de ardere.

Analizîndu-se lanțul de dimensiuni s-a constatat o toleranță a spațiului mort $\Delta s_0 = A_s - A_i$ prea mare.

Avîndu-se în vedere că motoarele cu aprindere prin compresie, cu camera de ardere unitară (injecție directă) sînt mult mai sensibile la toleranța spațiului mort decît cele cu camere de ardere divizată, a fost natural să punem și pe seama acestei toleranțe prea mari, variațiile inadmisibile ale puterii nominale și ale consumului specific de combustibil, obținute la primele rezultate pe banc.

Desigur că în paralel s-au restudiat și alte aspecte constructive și funcționale. Astfel s-a cercetat și modificat geometria canalelor de admisie din chiulasă, de asemenea s-au adus modificări privind îmbunătățirea răcirii chiulasei în special în zona injectorului și a canalelor de evacuare, prin presarea în chiulasă a unor bușe de dirijare a apei și suprimarea unor găuri de trecere a apei în zona admisiei etc.

Lucrarea noastră va parcurge următoarele etape :

1. Analiza lanțului de dimensiuni existent și stabilirea toleranței cotei de închidere : Δs_0 .

*) Lucrarea a fost susținută în cadrul celei de-a IX-a sesiuni științifice a cadrelor didactice ale Institutului politehnic Brașov din 8-9. II. 1964.

2. Studiul influenței acestei toleranțe asupra variației raportului de compresie.

3. Studiul influenței acestei toleranțe asupra variației energiei de turbionare a aerului.

4. Stabilirea unui lanț de dimensiuni cu scopul restrîngerii acestei toleranțe.

Deoarece pregătirea fabricației de serie la motorul D-103 era aproape terminată, stabilirea unui nou lanț de dimensiuni trebuia să fie făcută cu modificări tehnologice minime.

1. Elementele componente ale lanțului de dimensiuni existent, sînt cele din fig. 1 a.

Ca jocuri, care duc la mărirea cotelor cuprinzătoare :

$j_1 = D_1 - d_1$, jocul dintre cuzinetul blocului și fusurile paliere

$j_2 = D_2 - d_2$, jocul dintre cuzinetul bielei și fusurile manetoane

$j_3 = D_3 - d_3$, jocul între bușa bielei și axul pistonului.

Valorile nominale ale acestor elemente precum și abaterile limită corespunzătoare sînt arătate în tabelul 1, col. a 5-a.

Tabelul 1

Nr. crt.	D e s e n		Simbolul cotei	Valoarea cotel	
	Denumirea	Nr. de reper		Inițial	Modificat
1	2	3	4	5	6
1	Garnitura chiulasei	103.02.147	L_1	$1,7-0,1^*)$	$1,7-0,1$
2	Blocul cilindrilor	103.01.101	L_2	$511-0,1$	$401 \pm 0,05$
3	Blocul cilindrilor	103.01.101	l_1	$110 \begin{smallmatrix} -0,05 \\ -0,20 \end{smallmatrix}$	—
4	Cuzinet palier	103.01.015	D_1	$85 \begin{smallmatrix} +0,029 \\ -0,020 \end{smallmatrix}$	$85 \begin{smallmatrix} +0,029 \\ -0,020 \end{smallmatrix}$
5	Arbore motor	103.03.101	d_1	$85 \begin{smallmatrix} -0,080 \\ -0,095 \end{smallmatrix}$	$85 \begin{smallmatrix} -0,080 \\ -0,095 \end{smallmatrix}$
6	Arbore motor	103.03.101	l_2	$65-0,1$	$65 \pm 0,04$
7	Arbore motor	103.03.101	d_2	$75 \begin{smallmatrix} -0,075 \\ -0,090 \end{smallmatrix}$	$75 \begin{smallmatrix} -0,075 \\ -0,090 \end{smallmatrix}$
8	Cuzinetul bielei	103.03.018	D_2	$75 \begin{smallmatrix} +0,019 \\ -0,020 \end{smallmatrix}$	$75 \begin{smallmatrix} +0,019 \\ -0,020 \end{smallmatrix}$
9	Bielă	103.03.105	l_3	$40 \begin{smallmatrix} +0,020 \\ +0,008 \end{smallmatrix}$	$40 \begin{smallmatrix} +0,020 \\ +0,008 \end{smallmatrix}$
10	Bușa bielei	103.03.107	D_3	$40 \begin{smallmatrix} +0,020 \\ +0,008 \end{smallmatrix}$	$40 \begin{smallmatrix} +0,020 \\ +0,008 \end{smallmatrix}$
11	Ax piston	103.03.115	d_3	$40-0,008$	$40-0,008$
12	Piston	103.03.110	l_4	$87 \pm 0,07$	$87 \pm 0,03$

* Valoarea în stare montată (presată) rezultată din măsurători

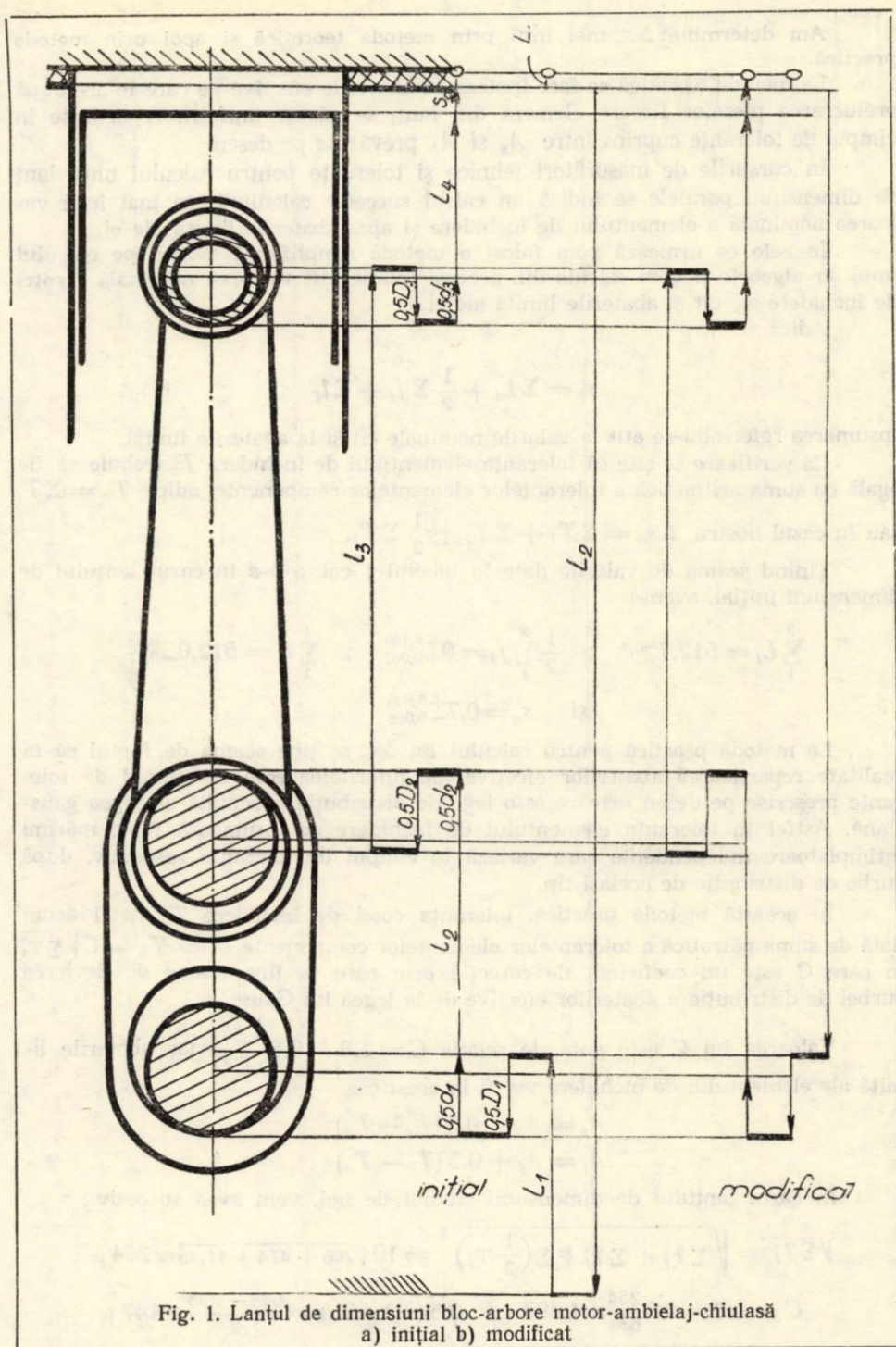


Fig. 1. Lanțul de dimensiuni bloc-arbore motor-ambielaj-chiulasă
a) inițial b) modificat

Am determinat Δs_o mai întâi prin metoda teoretică și apoi prin metoda practică.

La metoda teoretică se face ipoteza că abaterile efective pe care le are după prelucrarea pieselor fiecare element din lanț, se găsesc uniform repartizate în câmpul de toleranțe cuprins între A_s și A_t prevăzute pe desen.

În cursurile de măsurători tehnice și toleranțe pentru calculul unui lanț de dimensiuni paralele se indică un calcul succesiv calculându-se mai întâi valoarea nominală a elementului de închidere și apoi abaterile limită ale ei.

În cele ce urmează vom folosi o metodă simplificată bazată pe calculul unui șir algebric și vom calcula din aceeași relație atât valoarea nominală a cotei de închidere s_o cât și abaterile limită ale ei.

Adică

$$s_o = \Sigma L_i + \frac{1}{2} \Sigma j_i + \Sigma l_i \quad (1)$$

însumarea referindu-se atât la valorile nominale cât și la abaterile limită.

Ca verificare se știe că toleranța elementului de închidere T_o trebuie să fie egală cu suma aritmetică a toleranțelor elementelor componente, adică $T_o = \Sigma T_i$

sau în cazul nostru $\Delta s_o = \Sigma T_i + \Sigma T_i + \frac{1}{2} \Sigma T_j$.

Ținând seama de valorile date în tabelul 1 col. a 5-a în cazul lanțului de dimensiuni inițial, avem :

$$\begin{aligned} \sum_1^2 L_i &= 512,7_{-0,2}^{+0,120} ; \quad \frac{1}{2} \sum_1^3 j_i = 0_{-0,062}^{+0,120} ; \quad \sum_1^4 l_i = 512,0_{-0,47}^{+0,05} \\ \text{și} \quad s_o &= 0,7_{-0,038}^{+0,600} \end{aligned}$$

La metoda practică pentru calculul lui Δs_o se ține seama de faptul că în realitate repartizarea abaterilor efective ale diferitelor cote în câmpul de toleranțe prescrise pe desen urmărește o lege de distribuție apropiată de legea gaussiană. Astfel în toleranța elementului de închidere se însumează niște mărimi întâmplătoare independente care variază în câmpul de toleranțe respectiv, după curbe de distribuție de același tip.

În această metodă practică, toleranța cotei de închidere T'_o va fi acum dată de suma pătratică a toleranțelor elementelor componente adică $T'_o = C \sqrt{\Sigma T_i^2}$ în care C este un coeficient de corecție prin care se ține seama de devierea curbei de distribuție a abaterilor efective de la legea lui Gauss.

Valoarea lui C este dată de relația $C = 1,8 - 0,8 \frac{\sqrt{\Sigma T_i^2}}{\Sigma T_i}$ iar abaterile limită ale elementului de închidere vor fi în acest caz :

$$A'_s = A_s - 0,5 (T_o - T'_o)$$

$$A'_t = A_t + 0,5 (T_o - T'_o)$$

În cazul lanțului de dimensiuni studiat de noi, vom avea succesiv :

$$\sqrt{\Sigma T_i^2} = \sqrt{\Sigma T_L^2 + \Sigma T_i^2 + \Sigma \left(\frac{1}{2} T_j\right)^2} = 10 \sqrt{200 + 474 + 11,45} \approx 264 \mu$$

$$C = 1,8 - 0,8 \frac{254}{638} \approx 1,494 ; \quad 0,5 (T_o - T'_o) = \frac{688 - 395}{2} \approx 147 \mu$$

și în final :

$$s'_0 = 0,7 \pm_{0,059}^{0,453}$$

2. Se știe că raportul de compresie (teoretic) ε este dat de relația $\varepsilon = \frac{V + V_c}{V_c}$ în care $V = \frac{\pi D^2}{4} S$, volumul generat de deplasarea pistonului între cele două puncte moarte iar V_c volumul camerei de ardere (volumul minim al cilindrului).

Oricare ar fi construcția camerei de ardere : unitară, cu camera de turbionare (ca la motorul D36M) sau cu camera de preardere (ca la motorul D105 care echipează tractorul mare pe șenile S-1300), volumul camerei de ardere V_c va fi format din volumul V'_c al cilindrului corespunzător înălțimii s_0 (acest volum s-ar suprapune aproximativ cu compartimentul principal) și care depinde deci de toleranțele elementelor componente ale lanțului de dimensiuni analizat și din volumul V''_c care este o constantă constructivă a motorului.

Putem scrie

$$V_c = V'_c + V''_c \text{ sau } V_c = \frac{\pi D^2}{4} s_0 + V''_c$$

Pentru determinarea erorilor se diferențiază relația de mai sus și găsim succesiv :

$$\Delta \varepsilon = \frac{V_c \Delta V_c - (V + V_c) \Delta V_c}{V_c^2} = - \left(\frac{V}{V_c} \right)^2 \frac{\Delta V_c}{V} ; \text{ dar } \frac{V}{V_c} = \varepsilon - 1$$

obținem deci :

$$\Delta \varepsilon = - (\varepsilon - 1)^2 \frac{\Delta s_0}{S} \quad (2)$$

care arată că între variația raportului de compresie și toleranța spațiului mort există o dependență liniară avînd coeficientul egal cu $m = - \frac{(\varepsilon - 1)^2}{S}$.

Rezultă că în funcție de toleranțele pieselor componente ale lanțului de dimensiuni principal al motorului, toleranțe cuprinse în Δs_0 :

a) Motoarele cu aprindere prin compresie vor prezenta o variație mai mare a raportului de compresie (m fiind mai mare) decît motoarele cu aprindere prin scînteie.

b) Dintre motoarele cu aprindere prin compresie cele cu camere unitare vor fi mult mai influențate, deoarece volumul camerei de ardere se găsește numai între piston și chiulasă.

Dacă considerăm valorile motorului D-103 cu $\varepsilon = 16,7$ și $S = 130$ mm rezultă $\Delta \varepsilon = -1,9 \Delta s_0$ ceea ce arată, că toleranțele pieselor componente influențează puternic raportul de compresie.

Variațiile raportului de compresie ε în funcție de abaterile limită ale spațiului mort, atît prin metoda de calcul teoretic a abaterilor cotei de închidere cît și prin metoda practică, sînt arătate în coloanele 5 și 7 din tabelul 2.

Tabelul 2

Nr. crt.	Parametru			Valoarea parametrului			
	Denumire	Simbol	Unit. de măs.	prin met. teoret.		prin met. practică	
				inițial	modific.	inițial	modific.
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Spațiu mort	s_o	mm	$0,7^{+0,600}_{-0,088}$	$0,7^{+0,290}_{-0,198}$	$0,7^{+0,453}_{-0,059}$	$0,7^{+0,189}_{-0,067}$
2	Toleranța spațiului mort	Δs_o	mm	0,688	0,488	0,394	0,286
3	Raport de compresie	ε	—	$16,7^{+1,14}_{-0,17}$	$16,7^{+0,55}_{-0,38}$	$16,7^{+0,86}_{-0,11}$	$16,7^{+0,36}_{-0,18}$
4	Toleranța rap. de compresie	$\Delta \varepsilon$	—	1,31	0,93	0,75	0,54
5	Variația relativă a raport. de compresie	$\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon}$	%	7,8%	5,5%	4,5%	3,3%

3. Se știe că în timpul compresiei în cinematica aerului care se comprimă în motoarele Diesel cu cameră de ardere în piston, seosebesc două mișcări :

— o mișcare de rotație în jurul axei pistonului pe care o primește aerul la admisie prin geometria specială a canalelor de admisie din chiulasă și a cărei energie cinetică rămâne aproape constantă tot timpul compresiei ;

— o mișcare centripetă de la periferia cilindrului spre axa lui provocată de suprafața inelară a feței pistonului (rezultată din cavitatea camerei de ardere din piston) și a cărei energie crește mereu în tot timpul compresiei și în special pe ultimele 20° din rotația manetonului din faza de compresie.

Desigur că energia aerului în mișcarea centripetă va fi cel mai mult influențată de toleranța spațiului mort, cu alte cuvinte de abaterile limită ale elementelor ce compun lanțul de dimensiune principal al motorului analizat de noi.

În cursurile de specialitate se dă relația

$$dE = \frac{36n}{\Omega_c^2} \frac{G_a}{2g} \left[1 - \frac{V_p}{V_a} \right]^3 \left(\frac{dV_p}{d\alpha} \right)^3 d\alpha \quad (3)$$

care ne dă creșterea acestei energii la o deplasare elementară a pistonului corespunzătoare unghiului elementar $d\alpha$ al arborelui motor începînd de la α pentru

care $s_\alpha \leq \frac{dc}{4}$ și în care (vezi fig. 2) :

$n = 1800$ rot./min. turația nominală a motorului

$G_a = 1,2 \cdot 10^{-3}$ kgf încărcătura aerului din cilindru

$\Omega_c = 188,4$ s/mm suprafața mantalei cilindrice de deasupra camerei de ardere

$V_p = 6320$ s/mm volumul ocupat de aer de deasupra suprafeței de inelare $D - d_c$

$V_a = (9160 \text{ s} + 69532)$ mm volumul ocupat de aer în cilindru pentru poziția α arborelui motor

$$s = s_\alpha + s_o = r \left(1 + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha - \cos \alpha \right) + s_o$$

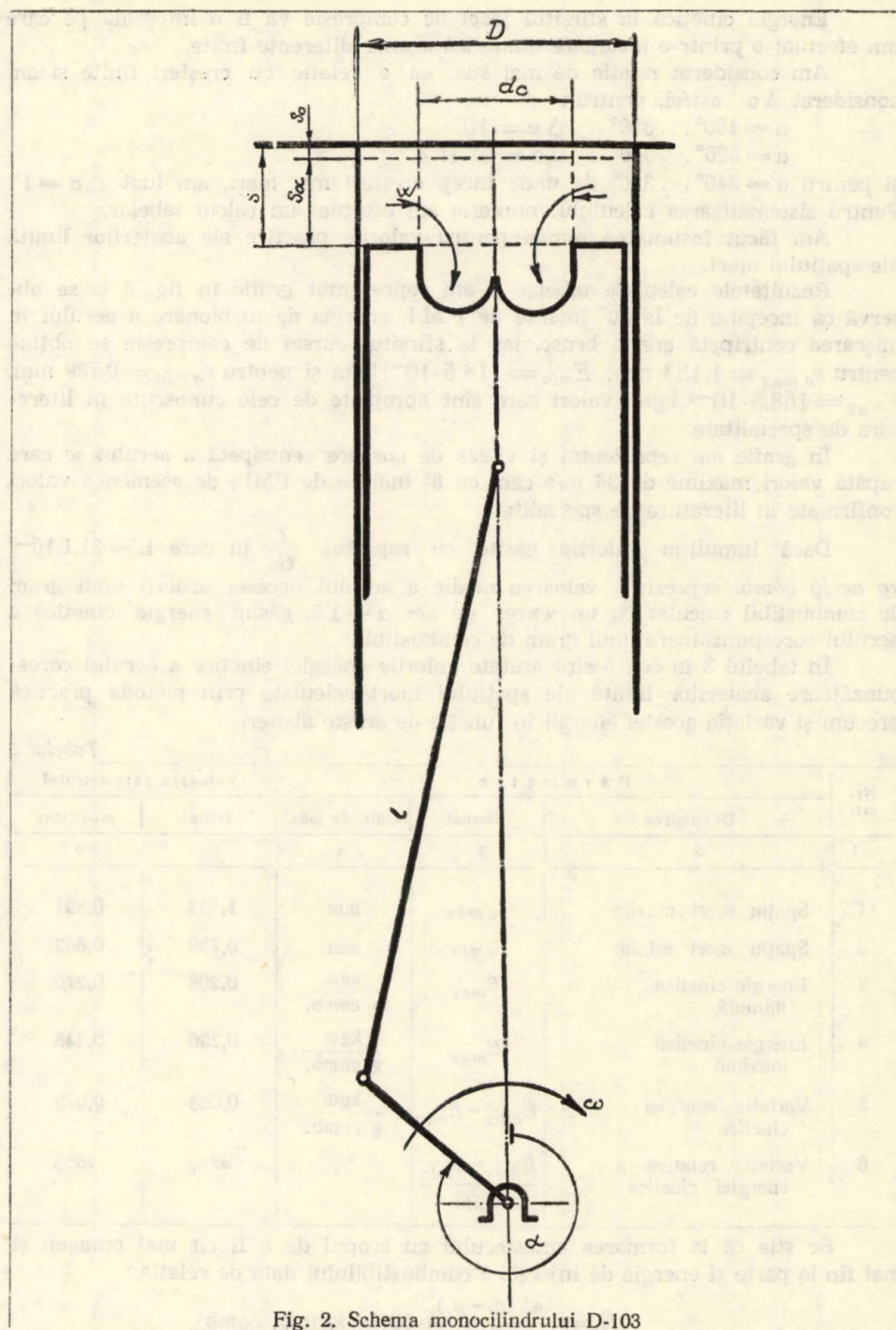


Fig. 2. Schema monocilindrului D-103

Energia cinetică la sfârșitul fazei de compresie va fi o integrală pe care am efectuat-o printr-o însumare numerică a unor diferențe finite.

Am considerat relația de mai sus, ca o relație cu creșteri finite și am considerat $\Delta \alpha$ astfel, pentru :

$$\alpha = 180^\circ \dots 320^\circ \quad \Delta \alpha = 10^\circ$$

$$\alpha = 320^\circ \dots 340^\circ \quad \Delta \alpha = 6^\circ \text{ și } 4^\circ$$

și pentru $\alpha = 340^\circ \dots 360^\circ$ de unde încep creșteri mai mari, am luat $\Delta \alpha = 1^\circ$. Pentru sistematizarea calculului numeric am efectuat un calcul tabelar.

Am făcut însumarea numai pentru valorile practice ale abaterilor limită ale spațiului mort.

Rezultatele calculate tabelar le-am reprezentat grafic în fig. 3 și se observă că începînd de la 20° înainte de P.M.I. energia de turbionare a aerului în mișcarea centripetă crește brusc, iar la sfârșitul cursei de compresie se obține pentru $s_{o \max} = 1,153 \text{ mm}$, $E_{\min} = 118,5 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}$ și pentru $s_{o \min} = 0,759 \text{ mm}$, $E_{\max} = 168,5 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}$, valori care sînt apropiate de cele cunoscute în literatura de specialitate.

În grafic am reprezentat și viteza de curgere centripetă a aerului w care capătă valori maxime de 36 m/s cam cu 8° înainte de PMI ; de asemenea valori confirmate în literatura de specialitate.

Dacă înmulțim valorile găsite cu raportul $\frac{L}{G_a}$ în care $L = 21,1 \cdot 10^{-3} \text{ kg aer/g comb.}$ reprezintă valoarea medie a aerului necesar arderii unui gram de combustibil calculat cu un exces de aer $\alpha = 1,5$, găsim energia cinetică a aerului corespunzătoare unui gram de combustibil.

În tabelul 3 în col. 5 sînt arătate valorile energiei cinetice a aerului corespunzătoare abaterilor limită ale spațiului mort calculate prin metoda practică precum și variația acestei energii în funcție de aceste abateri.

Tabelul 3

Nr. crt.	P a r a m e t r u			Valoarea parametrului	
	Denumirea	Simbol	Unit. de măs.	inițial	modificat
1	2	3	4	5	6
1	Spațiu mort maxim	$s_{o \max}$	mm	1,153	0,891
2	Spațiu mort minim	$s_{o \min}$	mm	0,759	0,602
3	Energie cinetică minimă	$E_{\min}$	$\frac{\text{kgm}}{\text{g comb.}}$	0,208	0,270
4	Energie cinetică maximă	$E_{\max}$	$\frac{\text{kgm}}{\text{g comb.}}$	0,296	0,345
5	Variația energiei cinetice	$E_{\max} - E_{\min}$	$\frac{\text{kgm}}{\text{g comb.}}$	0,088	0,075
6	Variația relativă a energiei cinetice	$\frac{E_{\max} - E_{\min}}{E_{\min}}$	%	42%	28%

Se știe că la formarea amestecului cu scopul de a fi cît mai omogen și mai fin ia parte și energia de injecție a combustibilului dată de relația :

$$E_c = \frac{\varphi_v^2 (p_i - p_c)}{\gamma_c} \cdot 10 \text{ în kgm/g comb}$$

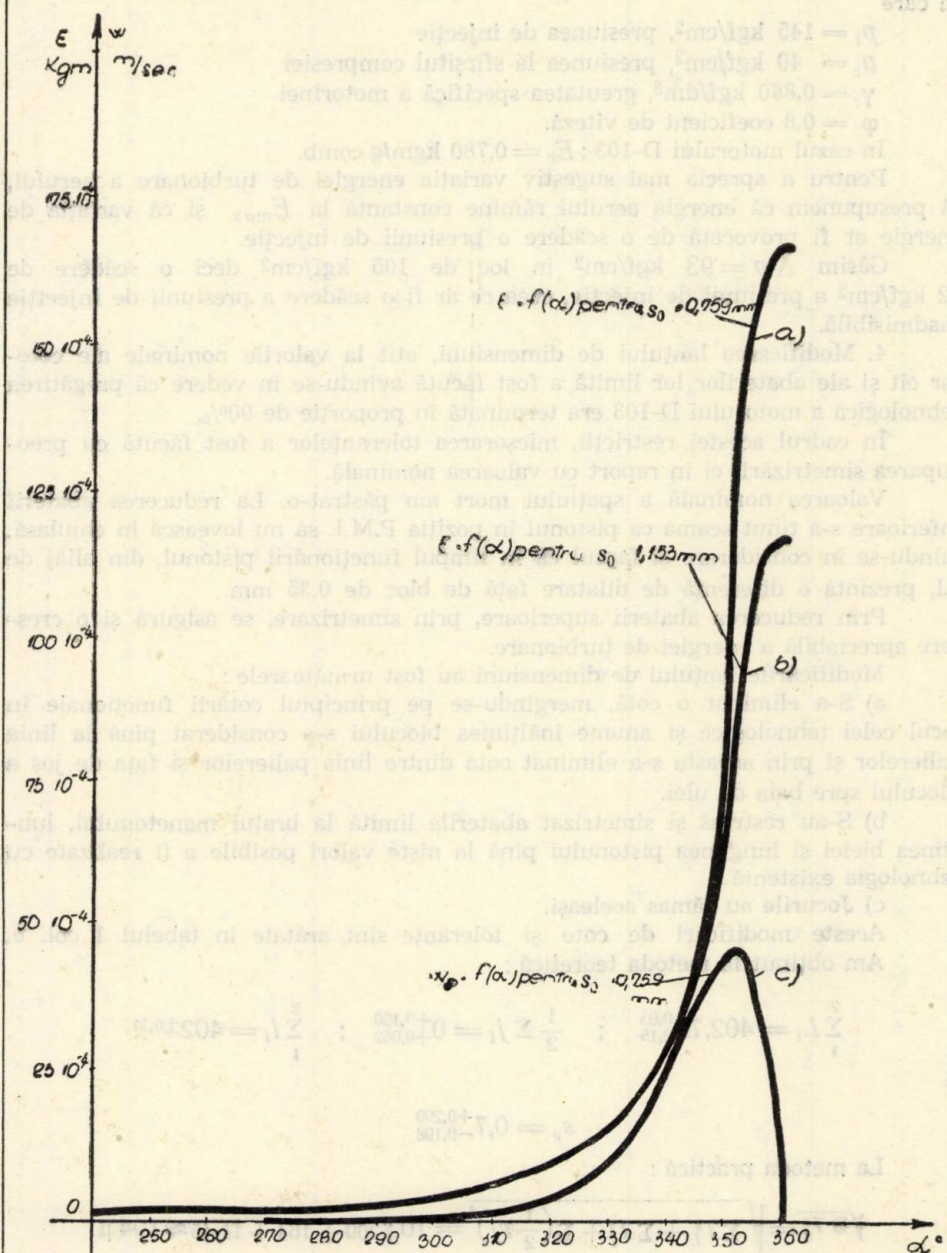


Fig. 3. Curbele de variație a energiei de turbionare, E , în funcție de unghiul α al arborelui motor
a) pentru valoarea minimă a spațiului mort, b) pentru valoarea maximă a spațiului mort, c) viteza de curgere centripetă a aerului, w .

în care

$$\begin{aligned} p_i &= 145 \text{ kgf/cm}^2, \text{ presiunea de injecție} \\ p_c &= 40 \text{ kgf/cm}^2, \text{ presiunea la sfârșitul compresiei} \\ \gamma_c &= 0,860 \text{ kgf/dm}^3, \text{ greutatea specifică a motorinei} \\ \varphi_i &= 0,8 \text{ coeficient de viteză.} \end{aligned}$$

În cazul motorului D-103 ; $E_c = 0,780 \text{ kgm/g comb.}$

Pentru a aprecia mai sugestiv variația energiei de turbionare a aerului, să presupunem că energia aerului rămâne constantă la E_{max} și că variația de energie ar fi provocată de o scădere a presiunii de injecție.

Găsim $\Delta p = 93 \text{ kgf/cm}^2$ în loc de 105 kgf/cm^2 deci o scădere de 12 kgf/cm^2 a presiunii de injecție, ceea ce ar fi o scădere a presiunii de injecție inadmisibilă.

4. Modificarea lanțului de dimensiuni, atît la valorile nominale ale cotelor cit și ale abaterilor lor limită a fost făcută avîndu-se în vedere că pregătirea tehnologică a motorului D-103 era terminată în proporție de 90%.

În cadrul acestei restricții, micșorarea toleranțelor a fost făcută cu preocuparea simetrizării ei în raport cu valoarea nominală.

Valoarea nominală a spațiului mort am păstrat-o. La reducerea abaterii inferioare s-a ținut seama ca pistonul în poziția P.M.I. să nu lovească în chiulasă, luîndu-se în considerare și faptul că în timpul funcționării pistonul, din aliaj de Al, prezintă o diferență de dilatare față de bloc de $0,35 \text{ mm}$.

Prin reducerea abaterii superioare, prin simetrizare, se asigură și o creștere apreciabilă a energiei de turbionare.

Modificările lanțului de dimensiuni au fost următoarele :

a) S-a eliminat o cotă, mergîndu-se pe principiul cotării funcționale în locul celei tehnologice și anume înălțimea blocului s-a considerat pînă la linia palierelor și prin aceasta s-a eliminat cota dintre linia palierelor și fața de jos a blocului spre baia de ulei.

b) S-au restrîns și simetrizat abaterile limită la brațul manetonului, lungimea bielei și lungimea pistonului pînă la niște valori posibile a fi realizate cu tehnologia existentă.

c) Jocurile au rămas aceleași.

Aceste modificări de cote și toleranțe sînt arătate în tabelul 1 col. 6. Am obținut la metoda teoretică :

$$\sum_1^2 L_i = 402,7^{+0,05}_{-0,15} ; \quad \frac{1}{2} \sum j_i = 0^{+0,130}_{-0,062} ; \quad \sum_1^3 l_i = 402 \pm 0,11$$

și

$$s_o = 0,7^{+0,290}_{-0,198}$$

La metoda practică :

$$\sqrt{\sum T_i^2} = \sqrt{\sum T_L^2 + \sum T_i^2 + \sum \left(\frac{1}{2} T_j\right)^2} = 10 \sqrt{200 + 164 + 11,45} \approx 194 \mu$$

$$C = 1,8 - 0,8 \frac{194}{488} \approx 1,484 \mu ; \quad \frac{T_o - T'_o}{2} = \frac{488 - 286}{2} \approx 101 \mu$$

și în final :

$$s'_o = 0,7^{+0,189}_{-0,097}$$

Valorile îmbunătățite ale raportului de compresie și ale variației lui sînt arătate în tabelul 2 col. 6 și 8.

La metoda practică de calcul a abaterilor se constată o îmbunătățire a toleranței raportului de compresie de 28%.

Valorile îmbunătățite ale energiei de turbionare și ale variației ei sînt arătate în tabelul 3 col. 6.

Se constată o îmbunătățire a variației energiei cinetice de 33,3% și de asemenea o creștere a energiei cinetice de turbionare pentru valoarea medie, adică acolo unde frecvența motoarelor executate este mai mare, de 27,5%.

Rezultatele mai bune obținute la probele de banc la motoarele modificate, au confirmat în mare măsură concluziile la care s-a ajuns mai sus.

Summary

Concerning the improvement of the D-103 engine, the dimension chain of the parts: driving shaft block connecting rod system cylinder head in reexamined.

The work has been carried out in four stages:

1. The analysis of the existing dimension chain and the determination of the tolerance, s_0
2. The study of the influence of this tolerance upon the compression ratio, ϵ .
3. The study of the influence of this tolerance upon the variation of the vortex-generating energy of the air.
4. The establishment of a dimension chain with a view to reducing this tolerance with minimum technological modifications.

As regards the analysis of the dimension chain a simplified method is shown for the theoretical method, calculating by means of the same relation.

$$s_0 = \sum L_i + \frac{1}{2} \sum j_i - \sum l_i$$

both the nominal value of the dimension and its limit deviations.

As regards the influence of the waste space tolerance on the compression ratio variation, the following equation is stated:

$$\Delta \epsilon = -(\epsilon - 1)^2 \frac{\Delta s_0}{s}$$

The improved values of the compression ration and those of its deviation are shown in table 2, column 6 and 8 resulting in a 28% reduction of $\Delta \epsilon$.

The improved values of the vortex-generating power and of its variation are given in table 3, column 6, resulting in a 33,3% reduction of the variation of the vortex-generating power.

Резюме

В связи с работами по улучшению серийного двигателя „Д-103” была проанализирована и цепь размеров системы деталей: блок — картер, коленчатый вал, головка двигателя, имея размер замыкающей цепи, — мёртвое пространство.

Работа была проведена в четыре этапа:

1. На первом этапе была анализирована внешняя размерная цепь, а также был установлен и замыкающий допуск, s_0 ;

2. На втором этапе исследовалось влияние этого допуска на изменение степени сжатия, ε ;

3. На третьем этапе исследовалось влияние этого допуска на изменение энергии завихрения воздуха;

4. На четвёртом этапе было установлено размерная цепь с целью уменьшения этого допуска с минимальными технологическими поправками.

В связи с анализом размерной цепи в теории даётся — упрощённый метод, рассчитывая при помощи того-же отношения

$$s_0 = \sum L_i = \frac{1}{2} \sum j_i - \sum l_i$$

как номинальное значение размера замкнутой цепи так и её предельные отклонения.

В связи с влиянием допуска мёртвого пространства над изменением степени сжатия устанавливается следующее отношение:

$$\Delta \varepsilon = -(\varepsilon - 1)^2 \frac{\Delta s_0}{s}$$

Улучшение значения степени сжатия и его изменения даны на таблице 2, колонны 6 и 8, исходит и ограничение $\Delta \varepsilon$ равные 28%.

Улучшенные значения энергии завихрения и её изменения, показаны на таблице 3, колонна 6, результируя сокращение изменения энергии завихрения 33,3%.

Bibliografie

1. GH. D. MUNTEANU: *Influența toleranței spațiului mort asupra variației raportului de compresie*. Buletin de informare tehnică nr. 4/1963 al Uzinei „Tractorul” Brașov.
2. R. MĂRDĂRESCU: *Motoare de automobile și tractoare*. Inst. politehnic Brașov 1959.
3. M. BĂNĂRESCU: *Motoare cu ardere internă*. Ed. tehnică București 1957.
4. C. ARAMĂ ș.a.: *Combustibili și lubrifiții pentru motoare*. Ed. tehnică București 1962.
5. FL. ONIȚIU: *Măsurători tehnice și toleranțe*. Inst. politehnic București 1956.
6. ION MUNTEANU: *Măsurători tehnice și toleranțe*. Litografia Inst. politehnic Brașov 1954.

STUDIUL ECONOMICITĂȚII MOTORULUI DE AUTOMOBIL LA SARCINI PARȚIALE

D. ABAITANCEI, T. NAGY, F. TANASE, C. SALAJAN, GH. RADU, R. RADULESCU

O particularitate deosebită a exploatării motoarelor pentru automobile este funcționarea lor relativ puțin timp la sarcina plină, necesară numai la învingerea de către automobil a rezistențelor celor mai mari ale drumului, la accelerarea rapidă sau la deplasarea cu viteză maximă. Practic se poate considera că în condiții de exploatare motoarele de automobil lucrează în cea mai mare parte a timpului la sarcini parțiale.

Din analiza ecuației bilanțului de tracțiune al automobilului rezultă că funcționarea motorului la regim stabil e posibilă numai la o mișcare uniformă a automobilului, la o rezistență constantă la deplasare și o rezistență a aerului invariabilă.

Teoretic pe orice drum, chiar ideal, din cauza denivelărilor inevitabile ale drumului, neuniformității reliefului, rezistența de deplasare reprezintă însăși o mărime variabilă și în prezența vântului cu schimbarea direcției de deplasare a automobilului se modifică și rezistența aerului. De aceea mișcarea uniformă a automobilului este posibilă numai la o sarcină variabilă a motorului, iar în cazul păstrării sarcinii constante a motorului mișcarea automobilului va fi neuniformă. Prin urmare funcționarea motorului de automobil va avea loc la sarcini variabile, regimul de sarcină constantă avînd loc ca un caz particular pentru scurte intervale de timp a mișcării automobilului.

1. Analiza teoretică a funcționării motorului la sarcini parțiale

a) Factorul principal care se reflectă asupra cantității mediului de lucru ce pătrunde în cilindrul motorului în patru timpi este căderea de presiune $\Delta p_a = p_0 - p_a$, unde s-a notat cu p_0 presiunea mediului ambiant și cu p_a presiunea de admisie.

Dacă cu oarecare aproximație se adoptă o densitate constantă a gazului pe traseul său $\gamma = \gamma_0 = \text{const.}$ și dacă se consideră că procesul de pătrundere a încărcăturii în cilindrul motorului este supus legilor mișcării permanente aplicînd ecuația lui Bernoulli, se obține

$$\Delta p_a = K_1 \frac{n^2}{f_1^3}$$

Astfel la dimensiunile cilindrului și valori ale coeficientului de rezistență ξ_0 a sistemului de admisie determinate, depresiunea în cilindru la finele admisie este direct proporțională cu pătratul turației motorului „n” și invers proporțională cu pătratul suprafeței secțiunii de trecere minime din sistemul de admisie (de obicei secțiunea de trecere a supapei de admisie).

La motoarele cu carburator avînd reglaj cantitativ la modificarea poziției obturatorului (în conformitate cu cuplul dezvoltat de motor) variază valoarea coeficientului de rezistență a sistemului ξ_0 raportat la secțiunea de trecere a supapei f_1 . La sarcini reduse obturatorul închis mărește rezistența la admisie și prin urmare mărește valoarea Δp_a .

În figura 1 se arată influența obturării asupra liniei presiunii de admisie (curba 2) ceea ce ilustrează căderea de presiune evidentă care apare în acest caz.

Ca urmare a creșterii lui Δp_a , coeficientul de umplere η_v scade, valoarea minimă obținîndu-se pentru mersul în gol (fig. 2).

b) Ținînd seama de fenomenele reale care apar la obturarea admisie motorului (cazul sarcinilor parțiale), diagrama teoretică care idealizează ciclul motoarelor cu aprindere prin scînteie, se modifică în consecință astfel în figura 3 a, este reprezentată diagrama clasică teoretică a m.a.s. la sarcină plină iar în diagrama din figura 3 b, diagrama teoretică de funcționare a aceluiași motor funcționînd la sarcini reduse. Aceste diagrame sînt teoretice unde s-a făcut complet abstracție de consecințele avansului sau a întîrzierii la deschiderea sau închiderea supapei de admisie sau de evacuare și durata arderii.

Se constată că în diagrama corespunzătoare funcționării la sarcini parțiale presiunea maximă este mult mai mică decît în diagrama de sarcină plină. De asemenea diagrama sarcinii parțiale conține o buclă negativă ceea ce nu există în cazul diagramei de sarcină plină.

Pentru a evidenția care este influența gradului de obturare din sistemul de admisie asupra transformării căldurii în lucru mecanic și a eficienței economice a acestei transformări, s-au determinat expresiile presiunii medii și a randamentului teoretic. Ipotezele simplificatoare stabilite pentru diagramele termodinamice teoretice în lucrările de specialitate rămîn valabile și în cazul de față, în plus se consideră că au loc procesele de evacuare și de admisie, dar numai sub forma de schimb de căldură fără înlocuirea agentului de lucru, deci în decurs de un ciclu agentul motor rămîne invariabil cantitativ.

Pe baza diagramei din figura 3 b pot fi scrise căldurile introduse și evacuate în timpul unui ciclu :

$$1. \text{ izobara } g-a-\text{ admisie } Q_2 = G c_p (T_a - T_g) = \frac{p_a V_a \kappa}{\epsilon (\kappa - 1)} (\epsilon - 1)$$

$$2. \text{ adiabata } a-b-\text{ compresie } - \text{ fără schimb de căldură}$$

$$3. \text{ izocora } b-c-\text{ arderea } Q_1 = G c_v (T_c - T_b) = \frac{p_a V_a}{\kappa - 1} \epsilon^{\kappa - 1} (\lambda - 1)$$

$$4. \text{ adiabata } c-d-\text{ destinderea } - \text{ fără schimb de căldură.}$$

$$5. \text{ izocora } d-e-\text{ evacuare } |Q_{01}| = G c_v (T_d - T_e) = \frac{p_e V_e}{\kappa - 1} (\rho - 1)$$

$$6. \text{ izobara } e-f-\text{ evacuare } |Q_{02}| = G c_p (T_e - T_f) = \frac{p_0 V_c \kappa}{\kappa - 1} (\epsilon - 1)$$

$$7. \text{ izocora } f-g-\text{ evacuare } |Q_{03}| = C c_v (T_f - T_g) = \frac{p_a V_c}{\kappa - 1} (\delta - 1)$$

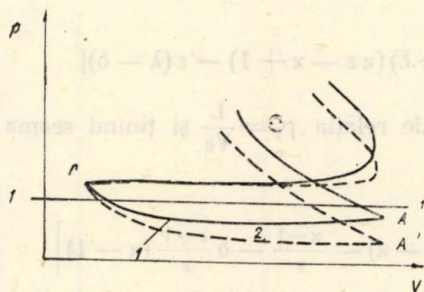


Fig. 1. Buclă de pompaj la două sarcini pentru un motor cu aprindere prin scînteie.

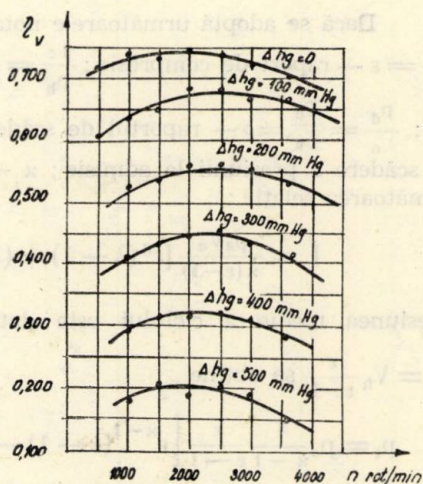


Fig. 2. Variația coeficientului de umplere la diferite sarcini (Δhg) în funcție de turația motorului la motorul SR-211.

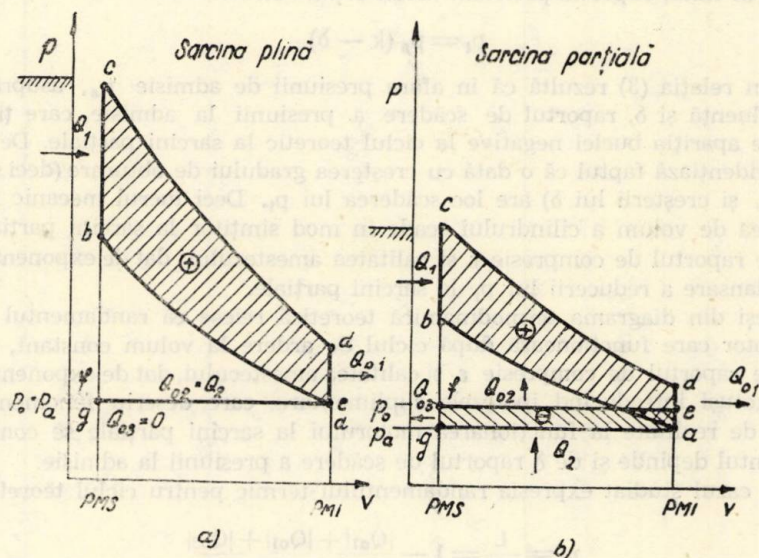


Fig. 3. Diagrama $p-v$ teoretică la sarcină plină (a) și sarcină parțială (b).

Lucrul mecanic produs prin efectuarea unui ciclu va fi :

$$L = Q_1 + Q_2 - |Q_{01}| - |Q_{02}| - |Q_{03}|$$

Dacă se adoptă următoarele notații :

$\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon$ — raport de compresie ; $\frac{T_c}{T_b} = \lambda$ — raportul de creștere a presiunii ; $\frac{p_d}{p_o} = \frac{T_d}{T_e} = \rho$ — raportul de scădere a presiunii ; $\frac{p_o}{p_a} = \frac{T_f}{T_g} = \delta$ — raportul de scădere a presiunii la admisie ; κ — exponentul adiabatic, se obține în final următoarea relație :

$$L = \frac{p_a V_a}{\kappa(\varepsilon - 1)} [\varepsilon^\kappa (\lambda - 1) + (1 + \varepsilon)(\kappa \varepsilon - \kappa + 1) - \varepsilon(\lambda - \delta)]$$

Presiunea medie a ciclului este dată de relația $p_t = \frac{L}{V_h}$ și ținând seama de $V_a = V_h \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$ se obține

$$p_t = p_a \frac{1}{\kappa - 1} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \left[\varepsilon^{\kappa - 1} (\lambda - 1) - (\lambda - \kappa) - \frac{\kappa - 1}{\varepsilon} - \delta \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} (\kappa - 1) \right] \quad (2)$$

Studiind comportarea unui motor dat la sarcini parțiale, se observă că în afară de p_a și δ toți ceilalți factori sînt constanți, deci se poate scrie :

$$K = \frac{1}{\kappa - 1} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \left[\varepsilon^{\kappa - 1} (\lambda - 1) - (\lambda - \kappa) - \frac{\kappa - 1}{\varepsilon} \right]$$

și atunci în final, expresia presiunii medii capătă forma :

$$p_t = p_a (k - \delta) \quad (3)$$

Din relația (3) rezultă că în afara presiunii de admisie p_a , asupra lui p_t are o influență și δ , raportul de scădere a presiunii la admisie, care ține cont tocmai de apariția buclei negative la ciclul teoretic la sarcini parțiale. De asemenea se evidențiază faptul că o dată cu creșterea gradului de obturare (deci scăderea valorii ρ_a și creșterii lui δ) are loc scăderea lui p_t . Deci lucrul mecanic raportat la unitatea de volum a cilindrului scade în mod simțitor la sarcini parțiale. Din numai de raportul de compresie ε și calitatea amestecului, dat de exponentul adiabatic κ totuși introducînd ipotezele suplimentare, care descriu fenomenele mai apropiat de realitate la funcționarea motorului la sarcini parțiale se constată că randamentul depinde și de δ raportul de scădere a presiunii la admisie.

Deși din diagrama termodinamică teoretică reiese că randamentul teoretic la un motor care funcționează după ciclul de ardere la volum constant, depinde numai de raportul de compresie ε și calitatea amestecului, dat de exponentul adiabatic κ totuși introducînd ipotezele suplimentare, care descriu fenomenele mai apropiat de realitate la funcționarea motorului la sarcini parțiale se constată că randamentul depinde și de δ raportul de scădere a presiunii la admisie.

În cazul studiat expresia randamentului termic pentru ciclul teoretic este :

$$\eta_t = \frac{L}{Q} = 1 - \frac{|Q_{01}| + |Q_{02}| + |Q_{03}|}{Q_1 + Q_2}$$

Prin substituții corespunzătoare se obține :

$$\eta_t = 1 - \frac{(\varepsilon \lambda - 1) + \delta (\varepsilon - 1) (\kappa - 1)}{\varepsilon^\kappa (\lambda - 1) + \kappa (\varepsilon - 1)} \quad (4)$$

Sau făcând următoarele notații :

$$k_1 = \varepsilon \lambda - 1 ; \quad k_2 = (\varepsilon - 1)(\lambda - 1) ; \quad k_3 = \varepsilon^x(\lambda - 1) + x(\varepsilon - 1)$$

rezultă în final :

$$\eta_t = 1 - \frac{k_1 + \delta k_2}{k_3} \quad (5)$$

Din expresia (5) se observă că randamentul termic al motorului se micșorează o dată cu scăderea sarcinii (deci la p_a mic, δ mare) și deci chiar la un motor teoretic cu scăderea sarcinii scade economicitatea sa.

c) În afara celor arătate, funcționarea motorului la sarcini parțiale influențează într-o măsură importantă și desfășurarea procesului de ardere. Pe măsura închiderii clapetei de accelerație, se micșorează cantitatea de amestec carburant care intră în cilindrii motorului, în timp ce cantitatea gazelor remanente se modifică foarte puțin. Drept urmare se mărește cantitatea relativă a moleculelor gazelor inerte, dezactivînd moleculele active ce pot intra în reacție. În urma acestui fapt se mărește perioada de întârziere la aprindere (figura 4), în timp ce perioada principală de ardere rămîne aproximativ constantă și în consecință o bună parte a procesului de ardere are loc în destindere.

Pentru a ameliora procesul de ardere la sarcini parțiale este necesar să se mărească unghiul de avans la aprindere în scopul de a apropia sfîrșitul arderii de P.M.S.

Pentru cazul studiat, variația unghiului optim de avans la aprindere funcție de sarcină la diferite turații este arătată în figura 5.

Fig. 4. Variația perioadei de întârziere la autoaprindere în funcție de sarcină și coeficientul de exces de aer.

analizei rezultatelor experimentale se prezintă o relație adecvată a consumului specific de combustibil, care să pună în evidență factorii de care depinde economicitatea.

Pornind de la relația de definiție a consumului specific de combustibil

$$c_e = \frac{1000 C}{P_e} \text{ g/CPH} \quad (6)$$

și ținînd seama de expresiile pentru putere, coeficient de exces de aer λ , coeficientul de umplere η_v și relația (3) se obține în final expresia :

$$c_e = A \frac{\eta_v}{\rho_a (k - \delta) \eta_i \eta_m \lambda} \text{ g CPh} \quad (7)$$

Ținînd cont că la funcționarea motorului la sarcini parțiale se micșorează presiunea de admisie p_a randamentul indicat η_{ii} , și randamentul mecanic η_m , iar

raportul de scădere a presiunii la admisie δ crește în același timp, produsul lor va reprezenta o scădere mult mai pronunțată decât micșorarea lui η_v corespunzător sarcinii parțiale. În final se obține o creștere a consumului specific de combustibil la $\lambda = \text{const.}$

2. Rezultate experimentale

Studiul experimental al economicității motorului de automobil la sarcini parțiale s-a făcut pe motorul SR-211, în condiții de laborator.

Bancul de probă a fost echipat cu instalații anexe de măsurat, în vederea realizării programului de încercări.

Variația compoziției amestecului la diferite sarcini și turații s-a obținut prin modificarea adecvată a presiunii în camera de nivel constant.

Pentru studierea influenței avansului la aprindere, a fost suprimată comanda automată, modificarea acestuia realizându-se manual. Valoarea avansului la aprindere corespunzătoare regimului studiat, s-a determinat prin metoda stroboscopică.

În vederea aprecierii reglajelor optime la diferite sarcini și turații au fost ridicate caracteristicile de reglaj.

Pentru a pune în evidență legea de variație a unghiului optim de avans la aprindere în funcție de sarcină la diferite turații s-au construit curbele de variație pentru unghiul optim de avans la aprindere (fig. 5). Din curbele prezentate reiese cîmpul unghiurilor optime de avans la toate sarcinile și turațiile motorului. Curbele de unghi optim atît în funcție de sarcină cît și în funcție de turație au lege de variație nelineară, ceea ce îngreunează într-o mare măsură reglajul automat al avansului la aprindere. Totuși abaterile de la legea de variație lineară sînt mici și ținînd cont că la aceste valori ale unghiului de avans la aprindere, la sarcini mai mari de 40—50% economicitatea se reduce puțin, deci reglajul automat linear poate fi aplicat cu rezultate bune.

Pe baza caracteristicilor de reglaj, au fost ridicate curbele de variație ale consumului specific de combustibil, funcție de sarcină pentru amestec de putere și economicitate (figura 6), la diferite turații.

Din analiza variației consumului specific de combustibil funcție de sarcină la diferite turații, se observă că domeniul consumurilor minime la toate turațiile se află la funcționarea motorului cu sarcina 70—80%. Creșterea consumului la sarcini reduse, confirmă ipotezele presupuse anterior cu privire la înrăutățirea coeficientului de umplere și la micșorarea presiunii medii a ciclului. Creșterea consumului la sarcini apropiate de sarcina maximă, se explică prin faptul că influența măririi lui η_v și a micșorării lui λ nu compensează creșterea celorlalți factori p_n , $(k-\delta)$ din relația (7). Există excepții de la această observație pentru turația de 2000 rot/min. unde apare o oarecare scădere a consumului pe măsura creșterii sarcinii.

În cazul amestecului de economicitate (figura 6 b), se observă că economicitatea motorului se menține aproape constantă pe tot intervalul de la sarcina de 75%.

Variația consumului de combustibil funcție de turație își menține același caracter atît pentru amestecul de putere cît și pentru amestecul de economicitate. Înrăutățirea economicității apare mai ales la sarcini mici sub 50%. La sar-

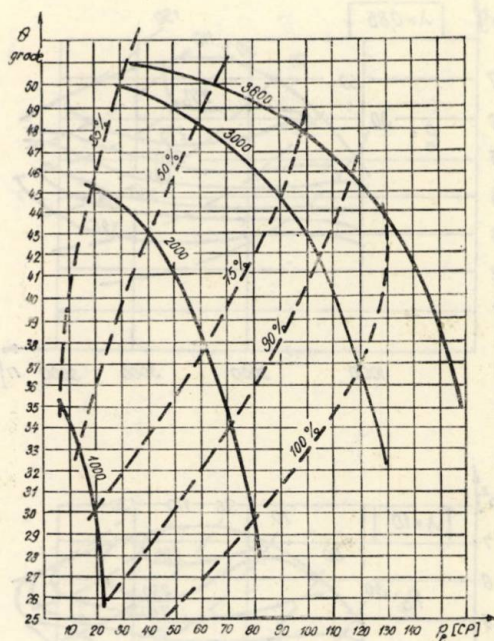


Fig. 5. Cîmpul unghiurilor optime de avans în funcție de sarcină și turație.

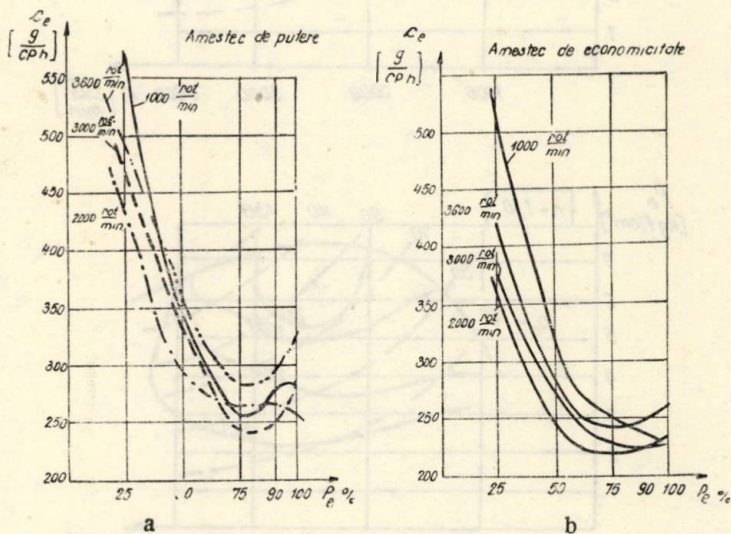


Fig. 6. Curbele de variație ale consumului specific de combustibil la diferite turații în funcție de sarcină.

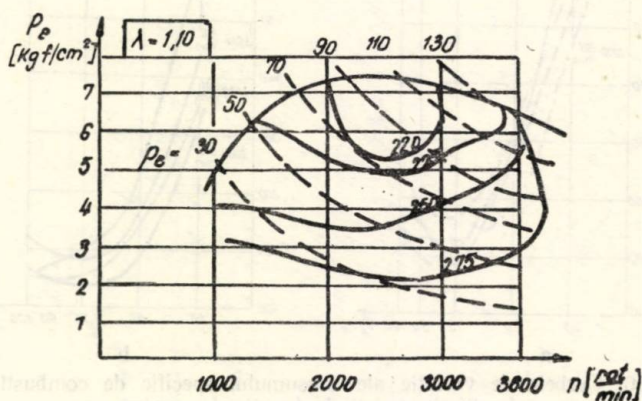
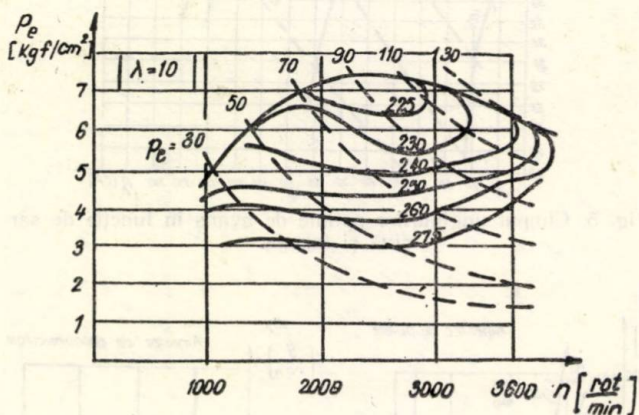
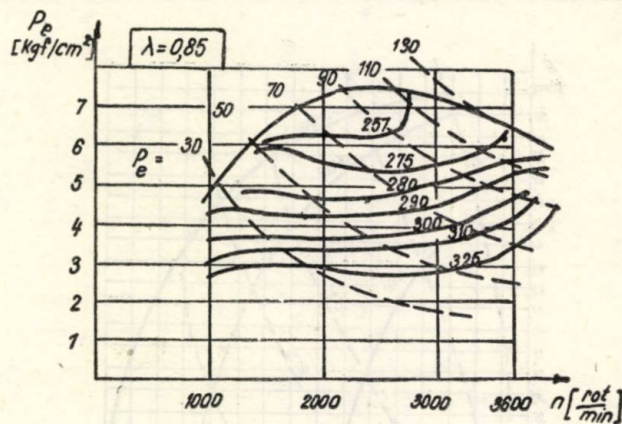


Fig. 7. Diagramele complexe pentru diferite valori ale coeficientului de exces de aer.

cini cuprinse între 75 și 100% legea variației a consumului prezintă unele sinuozități datorită variației existente în funcție de turaj a factorilor care influențează consumul (ecuația 7).

Pentru a se putea constata interdependența simultană a diferiților factori care influențează funcționarea motorului la sarcini parțiale s-au construit diagramele complexe pentru 3 valori ale lui λ , corespunzătoare condițiilor de exploatare (figura 7).

După cum se observă polul economic se obține aproximativ la aceeași sarcină cu o oarecare deplasare către domeniul turajilor crescînde funcție de coeficientul de exces de aer. Polul economicității însă diferă ca valoare micșorîndu-se cum era de așteptat la amestecuri sărăcite.

Consumurile de combustibil sub 250 g/CPh se obțin într-un domeniu foarte larg de turaj și sarcină, în cazul lui $\lambda = 1,1$. În cazul lui $\lambda = 1,0$ acest domeniu se restrînge către sarcini peste 60%, iar pentru $\lambda = 0,85$, consumul de putere, depășește valoarea de 250 gf/CPh.

Se poate observa că funcționarea economică a motorului ($c = 225$ g/CPh) la sarcini pînă la 50% se obține cu un reglaj de economicitate al carburatorului pentru un interval larg de turaj (1600—3500 rot/min).

Concluzii

1. Motoarele de automobil în cea mai mare parte a timpului lucrează la sarcini parțiale din care cauză studierea economicității în aceste condiții apare deosebit de importantă.

2. La sarcini parțiale se reduce coeficientul de umplere, se micșorează presiunea medie a ciclului ca urmare a prezenței buclei negative, se înrăutățește procesul de ardere prin deplasarea acesteia în destindere și în final se înrăutățește economicitatea.

3. Ameliorarea economicității se poate obține prin reglarea corespunzătoare a avansului la aprindere și reglarea carburatorului. Pe măsura scăderii sarcinii sensibilitatea motorului în ceea ce privește consumul devine mult mai pronunțată în cazul reglajelor incorecte.

4. Eficacitatea reglajelor se obține realizînd o mărire a avansului pe măsură ce sarcina se micșorează, iar în cazul sarcinilor reduse, carburatorul să funcționeze pentru reglajul economic.

5. Se impune ca o necesitate, cercetarea statistică în condiții de exploatare a domeniilor de sarcină, în care lucrează motoarele cu care sînt echipate autovehiculele în vederea adoptării reglajelor corespunzătoare pentru îmbunătățirea parametrilor economici și de putere la sarcini parțiale.

Zusammenfassung

Das Kraftwagenmotoren überwiegend im Teilgebiet arbeiten ist ein Kraftstoffverbrauchsstudium unter diesen Bedingungen besonders wichtig. In der Arbeit werden einige Aspekte über den Einfluss der Drosselung auf den Zyklus der Ottomotoren sowie die Folgen auf den Kraftstoffverbrauch dargestellt. Die praktischen Untersuchungen an einem SR 211-Motor bestätigen die Notwendigkeit einer optimalen Einstellung sowohl für die Zündung als auch für den Vergaser auf Grund eines wirtschaftlichen Kraftstoffgemisches.

Резюме

Автомобильные двигатели работают наибольшая часть времени на частных нагрузках и, поэтому, исследование экономичности, в таких условиях имеет особенное значение. В данной работе приводятся некоторые теоретические вопросы по влиянию дроселирования на цикл карбюраторных двигателей и их экономичность.

Экспериментальные исследования, проведенные по двигателю С.Р.—211 на частных нагрузках, подтверждали необходимость обеспечения оптимальных регулирований опережения зажигания и карбюратора для работы с экономической смесью.

Bibliografie

1. MAGOT-CUVRU și col.: *L'accroissement possible du rendement thermodynamique du cycle Beau de Rochas aux charges partielles*. Ingénieurs de l'automobile. Nr. 6/61.
2. CIUDAKOV, E. A.: *Vlianie intesivnosti elektricescovo zajigania na economicinosti carburatornovo avtomobilnovo doigateia*. Izdanie trudî 1961.
3. LENIN, L. M.: *Teoria avtomobilnîx doigatelei*. Izd. Maşghiz 1958.
4. SICUNINA, N. N. și col.: *Opovişenii economicinosti carbiuratornovo doigateia na ciasticinîh nagruzcah*. Avtomobilnaia promîşlenosti Nr. 12-1960.

STUDIUL CĂILOR DE RIDICARE A DURABILITĂȚII AUTOVEHICULELOR DUPĂ REPARAȚIILE CAPITALE

BOBESCU GH., ABAITANCEI D., CIMPEANU VASILE

Dezvoltarea impetuoasă a științei și tehnicii a permis constructorilor de autovehicule să realizeze agregate ale căror piese în general nu se rup în timpul funcționării într-o anumită perioadă de exploatare, însă pînă în prezent nu s-a construit în nici o țară din lume autovehicule cu piese de egală rezistență la uzură.

În momentul de față piesele de autovehicule au o rezistență la uzură și o durată de serviciu, care oscilează în limite foarte mari, spre exemplu pentru automobile aproximativ de la 30 de mii km pînă la 300 mii km și chiar mai mult.

Din această cauză autovehiculele trebuie reparate pentru a se putea utiliza în continuare piesele bune pînă la epuizarea totală a resurselor lor, pentru utilizarea muncii depusă mai ales la producția pieselor complicate și scumpe. Deci reparația autovehiculelor este o necesitate obiectivă care se menține însă datorită motivelor arătate mai sus și se va menține pînă la realizarea autovehiculelor cu piese de egală durabilitate.

Eficacitatea reparațiilor capitale, precum și căile ridicării durabilității și economicității autovehiculelor reparate, necesită un studiu temeinic al principiilor de organizare și al metodelor folosite în întreprinderile de reparații, acesta fiind și scopul prezentei lucrări.

După cum este știut, în prezent la noi în țară se aplică următoarele metode principale de organizare a reparațiilor capitale ale autovehiculelor: metoda individuală și metoda agregatelor anonime.

Metoda individuală, este folosită de întreprinderile mici de reparații sau pentru tipuri de autovehicule cu pondere redusă în parcul național și imobilizează autovehiculul pînă la repararea agregatelor defecte. Agregatele autovehiculului nu devin anonime.

Metoda agregatelor anonime este folosită de întreprinderile mari de reparații și se bazează pe schimbarea agregatelor defecte cu agregate de schimb reparate în prealabil. În acest caz, timpul de imobilizare a autovehiculelor în reparație este mult redus decît în cazul precedent, însă sînt imobilizate în schimb pentru totdeauna agregatele de rulment puse la dispoziția întreprinderii de reparații.

Cea mai largă răspindire a căpătat-o metoda agregatelor anonime și din această cauză ne propunem să o analizăm în profunzime pentru a elucida eficacitatea sa și influența ce o manifestă asupra calității autovehiculelor reparate.

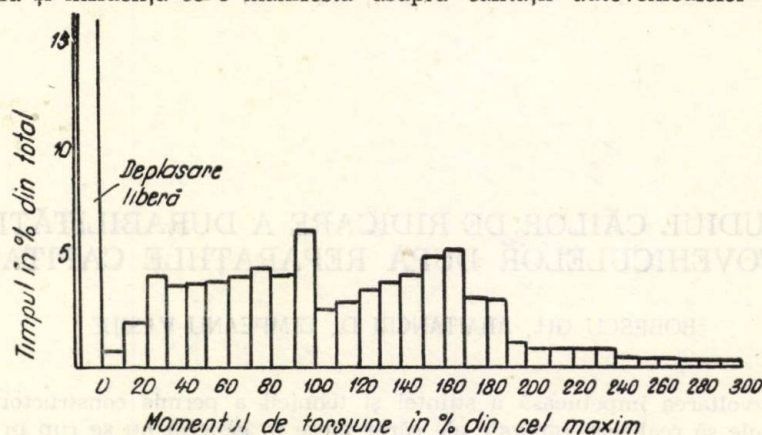


Fig. 1

Autovehiculul care urmează a fi reparat prin această metodă, se demon-tează în agregate, iar agregatele în piese și toate piesele devin anonime. Însă pînă la prima reparație capitală fiecare din piesele autovehiculului își epuizează

o parte din durata sa de funcționare (socotită pînă la deteriorarea prin oboseală). Pe parcursul între prima și a doua reparație capitală, rezerva de durată de funcționare a pieselor se reduce încă și mai mult ș.a.m.d. Deci prin montarea agregatelor respectiv a autovehiculelor din piese anonime, la acestea montîndu-se piese din cele mai diferite și cu rezerve de durată de funcționare foarte diferite, durabilitatea autovehiculelor devine necontrolată.

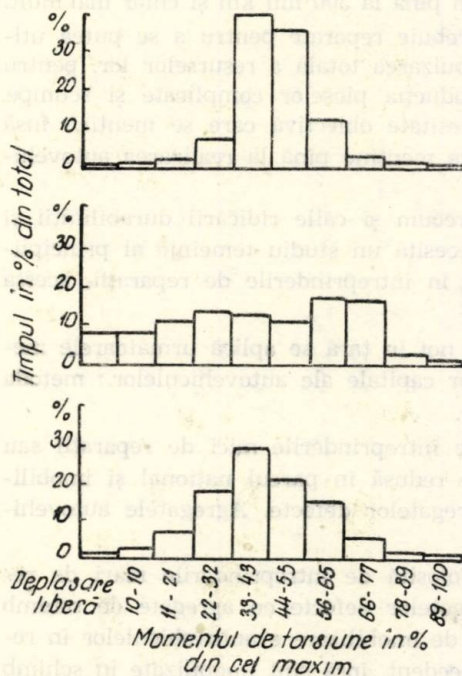


Fig. 2

Durata de funcționare a pieselor autovehiculelor pînă la deteriorarea prin oboseală depinde de regimul de funcționare a autovehiculului și de frecvența solicitărilor maxime de-a lungul parcursului său în exploatare. Regimul de funcționare are o distribuție foarte variată și pentru exemplificare se prezintă în fig. 1 distribuția statistică a momentului de torziune la arborele secundar al cutiei de viteze al unui autocamion de 4 tone, cu remorcă, la deplasarea prin oraș.

În figura 2 se arată utilizarea cuplului motorului la autoturisme la deplasarea îndelungată pe trei drumuri tipice diferite.

Din cele arătate mai sus se poate vedea diversitatea distribuției regimurilor de funcționare ale autovehiculelor.

Pe de altă parte, se cunoaște că dacă o piesă solicitată la oboseală rezistă la 5 milioane de cicluri de solicitare la o anumită sarcină, aceasta poate avea o durată de funcționare foarte mare, dacă mărimea sarcinii nu depășește sarcina limită de oboseală. Calculul pieselor la oboseală se face însă pentru sarcinile medii probabile, deduse pe cale statistică.

În exploatare pot apărea sarcini mai mari decât cele de calcul, iar probabilitatea ruperii pieselor prin oboseală depinde de valorile acestor sarcini și de numărul ciclurilor de solicitare (figura 3). Așadar, rezerva de durată de funcționare

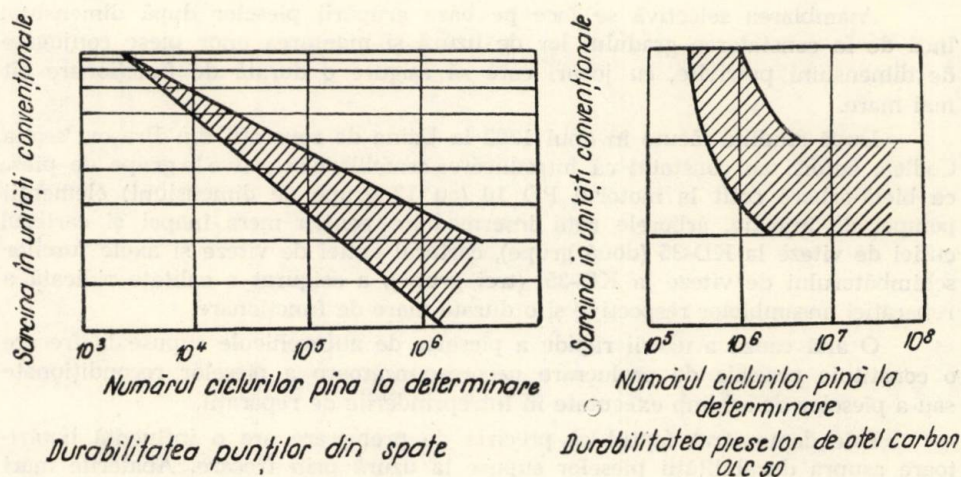


Fig. 3

a pieselor de autovehicul pînă la deteriorarea prin oboseală, se reduce cu creșterea timpului de exploatare a autovehiculelor.

Spre exemplu, se poate prezenta frecvența mare de rupere a semiaxei autocamionului SR-101 în secțiunea de trecere de la partea cilindrică la flanșă, constatată de autori în perioada 1962—1963. De asemenea, arborele cotit și biela precum și alte piese de la autoturismele tot-teren de 8 locuri se rup prin oboseală după reparațiile capitale. Astfel, la I.R.A. Cimpina, 3,5% din autoturismele de acest fel reparate, în anul 1962—1963 s-au defectat în termen de garanție din cauza ruperii din oboseală a diferitelor repere și în special a arborelui cotit. Insuficiența răspîndire a defectoscopiei în întreprinderile de reparații, contribuie de asemenea la mărirea numărului de deteriorări prin oboseală.

Rezultă că la autovehiculele reparate prin metoda agregatelor anonime, piesele se vor deteriora în timpi foarte diferiți după ieșirea autovehiculului din reparație, deci sistemul de reparație analizat nu asigură o calitate corespunzătoare a autovehiculelor reparate.

Durabilitatea redusă a autovehiculelor după reparația capitală, se datorează și uzurii rapide a pieselor supuse la frecare.

Este știut faptul că la reparația autovehiculelor, o serie de piese sînt considerate „bune fără recondiționare”, deși ele prezintă anumite uzuri rezultate în urma funcționării pînă la reparația capitală respectivă a autovehiculului. Folosirea acestor piese duce la asamblarea unor perechi de piese conjugate cu jocuri mai mari decît cele impuse în condițiile tehnice inițiale. Pe de altă parte, asamblarea pieselor cu jocurile minime prescrise de condițiile tehnice, deși ar duce la mărirea duratei de funcționare a ansamblurilor, creează dificultăți deoarece exclude posibilitatea aplicării principiului interschimbabilității pe bază căruia este constituit sistemul reparației cu piese anonime.

O soluție de compromis, acceptabilă pentru întreprinderile de reparații, este asamblarea selectivă, care a început să fie aplicată tot mai mult la reparația autovehiculelor.

Asamblarea selectivă se face pe baza grupării pieselor după dimensiuni încă de la constatarea gradului lor de uzură și montarea unor piese conjugate de dimensiuni potrivite, cu jocuri care să asigure o durată de funcționare cît mai mare.

După studiile făcute în anul 1962 la Uzina de reparații din Brașov, secția Codlea, autorii au constatat că introducerea asamblării selective la grupe de piese ca bielă-arbore cotit la motorul PD 10 (cu 12 grupe de dimensiuni) elementii pompei de injecție, arborele roții intermediare pentru mers înapoi și carterul cutiei de viteze la KD-35 (două grupe), carterul cutiei de viteze și axele furcilor schimbătorului de viteze la KD-35, (trei grupe), a asigurat o calitate ridicată a reparației ansamblurilor respective și o durată mare de funcționare.

O altă cauză a uzurii rapide a pieselor de autovehicule supuse la frecare o constituie precizia de prelucrare necorespunzătoare a pieselor recondiționate sau a pieselor de schimb executate în întreprinderile de reparații.

Este demonstrat faptul că precizia de prelucrare are o influență hotărîtoare asupra durabilității pieselor supuse la uzură prin frecare. Abaterile mari de la dimensiunile prescrise și în special abaterile de la forma geometrică a suprafețelor de lucru ale pieselor, fac ca în exploatare ansamblele respective să funcționeze la început cu presiuni specifice foarte mari datorită reducerii suprafeței de contact dintre piesele conjugate.

Din această cauză, deseori apare necesitatea prelungirii perioadei de rodaj, care reduce durata de funcționare în exploatare, iar în caz contrar piesele se vor deteriora și mai rapid.

Durabilitatea pieselor după reparație depinde în mare parte și de calitatea suprafeței acestora. Rugozitatea suprafețelor de frecare manifestă influență atît asupra duratei perioadei de rodaj, cît și asupra întregii durate de serviciu a pieselor. În întreprinderile de reparații trebuie să se introducă pe scară mai largă finisarea suprafețelor de frecare ale pieselor de autovehicule.

Asupra intensității uzurii exercită o influență substanțială structura metalului, respectiv raportul cantitativ între diferitele componente ale structurii și proprietăților lor. În vederea obținerii structurilor cu înaltă rezistență trebuie ca în întreprinderile de reparații să se aplice pe scară largă tratamente termice, termochimice sau alte procedee de îmbunătățire a calității straturilor superficiale.

Asupra calității autovehiculelor reparate, manifestă o mare influență și starea tehnică a unor piese de bază ca blocul cilindrilor, carterul ambreiajului, carterul cutiei de viteze, puntea din spate și altele.

Cercetările efectuate au stabilit că blocurile cilindrilor motoarelor intrate în reparație capitală au deformații importante. Valoarea maximă a necoaxialității lagărelor paliere poate ajunge pînă la 0,14 mm și aproape nici un bloc nu are coaxialitate cerută de condițiile tehnice.

Abateri mari de la condițiile tehnice apar și la distanța dintre centrul axului arborelui cotit și al arborelui de distribuție.

Această distanță oscilează în față de la $-0,39$ pînă la $+0,42$, iar în spate este de $\pm 0,030$ mm.

Se impune deci ca la reparația capitală a motorului să se restabilească coaxialitatea lagărelor paliere și să se corecteze toate dimensiunile modificate prin deformațiile apărute în exploatare.

De asemenea în timpul funcționării se deformează și alte piese de bază, indeosebi carterul ambreiajului și al cutiei de viteze, acestea urmînd ca la reparația capitală să se recondiționeze.

Totodată uzinele constructoare ar trebui să studieze cu seriozitate comportarea pieselor de bază în exploatare, deoarece starea lor tehnică limitează durata de funcționare a tuturor agregatelor, multe întreprinderi de reparații fiind lipsite de posibilitatea restabilirii dimensiunilor modificate prin deformații, neavînd dispozitivele și utilajele necesare. De asemenea apar și unele defecte greu de remediat, cum este fisurarea blocului motor între cilindrii, și scaunele supapelor (la SR-101) fisuri care la proba hidraulică nu curg, dar în exploatare se pătrund chiar în termenul de garanție și prin aceasta se introduce apă în ulei.

Asupra duratei de funcționare a autovehiculelor între reparațiile capitale manifestă influență și dimensiunile principale ale unor piese importante.

Spre exemplu, jocul maxim admis la un ajustaj fus-lagăr de alunecare cu ungere, este dat de relația :

$$S_m = \frac{S_0}{4\delta}$$

unde :

S_m — jocul maxim admis în exploatare ; S_0 — jocul optim de montaj ;
 δ — suma înălțimii rugozităților de pe suprafețele fusului și lagărului.

Pe de altă parte, jocul optim depinde de diametrul fusului și este dat de relația :

$$S_0 = 0,467 d \sqrt{\frac{n \cdot \eta}{p \cdot c}}$$

unde :

d — diametrul arborelui (mm); n — turația arborelui (min^{-1}); η — viscozitatea absolută a uleiului (kgf.s/m^2); p — presiunea specifică pe arbore (kgf/m^2); c — coeficientul dimensional al lagărului.

Coeficientul dimensional al lagărului este dat de relația $c = \frac{d+1}{l}$ în care l este lungimea lagărului.

Presiunea specifică pe lagăr este : $p = \frac{F}{d \cdot l}$ unde F este forța maximă pe lagăr în kgf.

Cu aceasta, jocul optim devine :

$$S_0 = 0,467 d^{3/2} \sqrt{\frac{l \cdot n \cdot \eta}{F \cdot c}}$$

Relația jocului maxim admis, în acest caz devine :

$$S_m = \frac{0,467^2 \cdot l \cdot n \cdot \eta}{4Fc \cdot \delta} d^3$$

Dacă condițiile funcționale rămân constante, atunci putem scrie :

$$S_m = C \cdot d^3 \text{ unde } C \text{ este o constantă}$$

Rezultă că jocul maxim admis depinde de puterea a treia a diametrului fusului.

Jocul maxim admisibil scade deci pe măsura reducerii diametrelor prin repararea fusurilor la dimensiuni de reparație, deci se va micșora și durata de funcționare a ajustajelor fus-lagăr cu dimensiuni de reparații mai mici decât dimensiunile inițiale.

Rezultă că montarea la întîmplare pe un autovehicul a unor piese cu dimensiuni de reparație mult diferite, provoacă reducerea duratei de funcționare a autovehiculului, iar timpul de ieșire din funcționare a diferitelor subansamble devine necontrolat.

De exemplu la aproximativ 20% din numărul de 44 de autocamioane SR-101 urmărite de autori în anul 1963 la autobaza-mărfuri I.R.T.A. Brașov, s-a putut constata că după prima reparație capitală, a fost necesară schimbarea motorului la un număr variat de km, de la 19.405 km la 65.000 km, fără a atinge limita pentru a doua reparație capitală.

Faptul că ieșirea din funcțiune a motorului de exemplu în cazul analizat, devine necontrolabilă după a doua reparație capitală, poate fi ilustrat și prin aceea că, referindu-ne la același număr de autocamioane, nu s-a semnalat nici o schimbare a motorului înainte de prima reparație capitală.

Mai mult decât atât întreprinderile de reparații foarte rar se pot încadra în procentul admis de defecțiuni în termen de garanție.

Totodată, procentul mare de defecțiuni în termen de garanție ne dă un indiciu asupra probabilității defectării autovehiculelor reparate după expirarea termenului de garanție.

După cum se vede, toate aspectele analizate mai sus conduc la concluzii defavorabile metodei reparației capitale prin metoda agregatelor anonime.

Dar mai mult decât atât sistemul de reparație examinat face anonime și întreprinderile de exploatare. Întreprinderile de exploatare primesc din reparație autovehicule de o calitate medie, care reprezintă un amestec întîmplător rezultat al autovehiculelor exploatate și întreținute în condiții foarte variate de diferitele întreprinderi de exploatare.

Pe de altă parte, reparațiile capitale se execută la prețuri ferme invariabile, indiferent de starea autovehiculului la trimiterea în reparație.

Se creează un cerc vicios în care uzina de reparații practic nu poate răspunde de comportarea în exploatare a autovehiculelor reparate, iar întreprinderile de exploatare nu pot purta răspunderea pentru ieșirea autovehiculelor din funcționare înainte de vreme și pentru cheltuielile ridicate de exploatare.

În plus, sistemul de reparație analizat creează posibilitatea unor abuzuri, care se concretizează fie prin completarea autovehiculelor ce urmează a fi trimise în reparație cu cele mai uzate piese ce se găsesc în întreprinderi de exploatare, fie prin livrarea de către uzinele de reparații a unor autovehicule aproape

noi pentru unele întreprinderi de exploatare favorite, chiar dacă acestea au trimis uzinei de reparații mai mult material pentru retopire decât piese recuperabile.

Prin aceasta se încalcă principiul cointeresării materiale și gospodăririi chibzuite și se reduce responsabilitatea atât pentru uzinele de reparații, cât și pentru întreprinderile de exploatare.

Dificultăți deosebite apar și la casarea autovehiculelor, deoarece în cazul despersonalizării se creează un autovehicul fictiv existent numai în cartea mașinii și în registrele întreprinderii de exploatare. Autovehiculele casate pot foarte bine să aibă multe piese scumpe care sînt abia după primul ciclu de exploatare și deci mai au rezerve mari de durată de funcționare. Se risipesc în acest fel însemnate mijloace financiare, se încarcă inutil planul secțiilor primare ale întreprinderilor constructoare de autovehicule și chiar planul industriei siderurgice.

Rezultă deci că metoda agregatelor anonime duce la o mare risipă de fonduri, reduce coeficientul de stare tehnică a autovehiculelor reparate și în general contribuie mai mult la scăderea potențialului parcului de autovehicule decât la menținerea sau creșterea sa. Această metodă, sub masca de metodă modernă aduce mari daune economiei naționale și accelerează scăderea coeficientului de utilizare a parcului de autovehicule.

Mulți cercetători au propus să se revină la metoda individuală de reparație care a fost înlocuită de metoda agregatelor anonime pe măsura creșterii parcului de autovehicule. Dar aceasta ar însemna un pas înapoi, o întoarcere la situația de acum 25 de ani, o renunțare la avantajele ce le oferă marile întreprinderi de reparații care pot fi dotate cu utilaje de mare productivitate și tehnicitate și pot asigura folosirea rațională a acestor utilaje.

În această situație, cel mai rațional ar fi ca pe baza unei analize dialectice, să se facă o sinteză a celor două metode opuse, în așa fel încît să se fructifice măcar în parte atât avantajele metodei individuale, cât și avantajele metodei agregatelor anonime.

Soluția concepută și studiată de autori poate fi formulată în felul prezentat mai jos.

Întreprinderile de reparat autovehicule să fie întreprinderi moderne corespunzătoare nivelului de dezvoltare a parcului, cu mare capacitate de producție, cu utilaje de mare productivitate și tehnicitate, inclusiv unele utilaje care au un deosebit efect asupra calității reparațiilor, ca instalațiile de călire CIF, mașini de echilibrat, instalații de încercare etc.

În aceste întreprinderi trebuie organizate linii paralele de reparații, fiecare linie deservind autovehiculele care au un număr egal de cicluri de exploatare, însă reparația să se facă tot prin metoda agregatelor. Utilajele de mare productivitate vor trebui să deservească toate liniile întreprinderii, ceea ce va asigura încărcarea corespunzătoare a lor.

Pentru a putea asigura controlul necesar la montaj și recepție, principalele piese ale autovehiculului și în special cele ce sînt solicitate la oboseală sau se uzează intens în timpul funcționării, trebuie marcate prin poansonare indicînd numărul reparației capitale efectuate. Această marcă este recomandabil să se efectueze chiar la postul de constatare a stării tehnice a pieselor.

În condițiile țării noastre o organizare și mai simplă se poate realiza prin specializarea și repartizarea teritorială a actualelor întreprinderi de reparații, pentru repararea autovehiculelor cu cicluri egale de exploatare.

Aprovizionarea cu piese de schimb a acestor întreprinderi s-ar putea face în acest caz diferențiat, iar prețurile ferme ale reparațiilor ar putea de asemenea să fie diferențiate.

Autovehiculele date în exploatare după reparații vor putea continua să funcționeze pînă la expirarea duratei de amortizare, după care se pot casa fără daune pentru economia națională.

Întreprinderile de exploatare vor fi interesate în întreținerea atentă a autovehiculelor și nu vor putea trimite la reparație decît autovehicule cu piese din același ciclu de exploatare. Pentru aceasta va trebui ca și la schimbarea unor agregate în întreprinderile de exploatare să se păstreze regula stabilită, adică să se monteze agregate din același ciclu de exploatare,

Summary

In the work are analysed the ways of organising Capital repairs on the basis of concrete cases from exploitation. They take in consideration the factors determining motor vehicles duration after capital repairs and show how the metholds analysed may be applied.

Finally they propose some solutions which may assure the superior quality of repairs and the increased duration of motor vehicles after capitel repairs with the help of the above mentioned advantageons methods.

Резюме

В работе приводятся также результаты сравнительных испытании двух типов вании конкретных случаев из эксплуатации. Выявляются факторы, определяющие срок службы автомашины после капитального ремонта, и указывается, каким образом влияние этих факторов может быть учтено при применении указанных методов.

В заключение предлагаются решения для обеспечения высокого качества ремонта и увеличения срока службы автомашин после капитального ремонта.

Bibliografie

1. KUGHELI, R. V. : *Dolgovcecinosti avtomobilei*, Mașghiz, Moscova 1961.
2. KUZNETOV, E. S. : *Rejimi tehničeskovogo obslužiovania avtomobilei*. Avtotransizdat. Moscva 1963.
3. KARARTEV, V. I. : *Remont mașin*. Selhozizdat. 1961.
4. M. UNTARU, GH. BOBESCU, I. ERLITZ : *Exploatarea parcului de automobile și tractoare*, Litografia învățămîntului, Brașov, 1960.
5. x x x Revista transporturilor, 1957—1966,.
6. x x x Avtomobilnii transport. 1959—1966.

STUDIUL ȘI EXPERIMENTAREA AMBREIAJELOR DESTINATE AUTOBUZELOR ROMÂNEȘTI

MARIN UNTARU, VASILE CIMPEANU, NICOLAE SEITZ, IOAN MOSCU

1. Considerații teoretice asupra parametrilor de apreciere a ambreiajelor

Indicii de apreciere a ambreiajelor de fricțiune pot fi grupați în trei mari categorii : lucrul mecanic de frecare, spațiul de demaraj în timpul și după cuplare precum și comportarea termică. Pentru găsirea relațiilor de legătură ale diferiților parametri se consideră schema dinamică echivalentă din figura 1.

De asemenea procesul de ambreiere se consideră astfel încât cuplarea să se facă brusc, momentul motorului și momentul rezistent să fie constant, respectiv $M_m = ct$; $M_{rez} = ct$; $M_{rez} = \text{const}$. Adoptînd aceste ipoteze se poate construi diagrama de variație a vitezelor (turațiilor) unghiulare funcție de timpul de cuplare după cum se arată în figura 2.

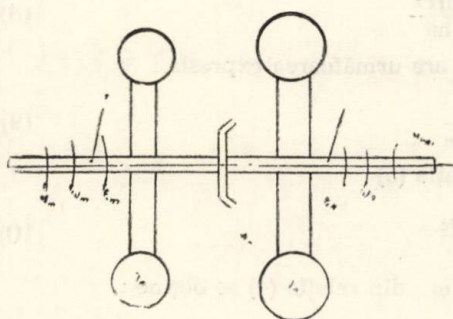


Fig. 1.

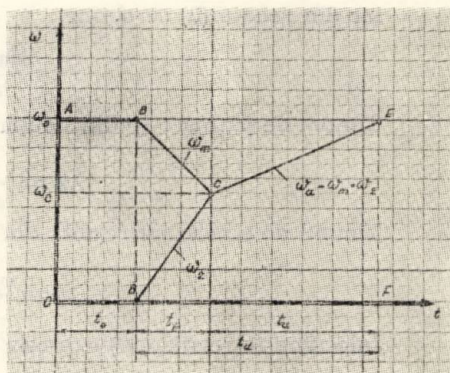


Fig. 2.

Notățiile din figurile 1 și 2 au următoarele semnificații :

M_m — momentul motorului

M_{rez} — momentul rezistent redus la arborele primar al cutiei de viteze

I_1 — momentul de inerție al automobilului redus la arborele primar al cutiei de viteze

- I_m — momentul de inerție al motorului și volantului
 M_a — momentul capabil al ambreiajului
 ω_m — viteza unghiulară a motorului
 ω_2 — viteza unghiulară a părții conduse a ambreiajului
 ω — viteza unghiulară după perioada de patinare

$$\omega = \omega_2 = \omega_m)$$

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \varepsilon_m ; \quad \frac{d\omega_2}{dt} = \varepsilon_2 ; \quad \frac{d\omega}{dt} = \varepsilon \quad \text{acceleerațiile unghiulare ale motorului,}$$

arborele primar al cutiei de viteze în perioada de patinare și după patinare.

Din figura 1 se poate scrie pentru perioada patinării ($t_0 < t < t_p$) că :

$$M_m - M_a = I_m \cdot \varepsilon_m \quad \text{respectiv} \quad (1)$$

$$M_a - M_{rez} = I_a \cdot \varepsilon_2$$

iar după patinare ($t > t_p$)

$$M_m - M_{rez} = (I_m + I_a) \cdot \varepsilon \quad (3)$$

Conform diagramei din figura 2 se poate scrie pentru punctul „C“

$$\omega_0 + \varepsilon_m \cdot t_p = \varepsilon_2 \cdot t_p = \omega_c \quad \text{și} \quad (4)$$

$$\omega_c + \varepsilon \cdot t_a = \omega_0 \quad (5)$$

Pentru determinarea timpului de patinare t_p și a timpului de accelerare propriu-zis t_a în funcție de parametrii motorului și ai ambreiajului se procedează în următorul fel : din relația (1) se obține accelerația unghiulară a motorului, adică :

$$\varepsilon_m = \frac{M_a - M_m}{I_m} \quad (6)$$

Din relația (2) rezultă că :

$$\varepsilon_2 = \frac{M_a - M_{rez}}{I_a} \quad (7)$$

iar din relația (3) se obține

$$\varepsilon = \frac{M_m - M_{rez}}{I_a + I_m} \quad (8)$$

Timpul de patinare t_p din relația (4) are următoarea expresie :

$$t_p = \frac{\omega_0}{\varepsilon_2 - \varepsilon_m} \quad (9)$$

Timpul de accelerare rezultă din relația (5)

$$t_a = \frac{\omega_0 - \omega_c}{\varepsilon} \quad (10)$$

Înlocuind în relația (10) expresia lui ω_c din relația (4) se obține :

$$t_a = \frac{\omega_0 - \omega_0 \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_2 - \varepsilon_m}}{\varepsilon} = \frac{\omega_0 (-\varepsilon_m)}{\varepsilon (\varepsilon_2 - \varepsilon_m)} \quad (11)$$

Însumând relațiile 9 și 11 și înlocuind valorile accelerațiilor unghiulare respective din relațiile 6, 7 și 8 se obține timpul total de demaraj t_d :

$$t_d = t_a + t_p = \omega_0 \frac{I_a}{M_m - M_{rez}} \quad (12)$$

Din relația (12) rezultă că timpul de demaraj t_d nu depinde de momentul capabil al ambreiajului și nici de momentul de inerție al volantului. Important este însă faptul, că prin varierea momentului de inerție al motorului se schimbă raportul dintre timpii parțiali t_a și t_p . Astfel parametrul de apreciere edificator nu rămâne timpul de demaraj sau accelerația medie ci spațiul de demaraj (S_d) parcurs în timpul t_d . În consecință se poate scrie :

$$S_d = \int V \cdot dt = \int r \cdot \omega_r \cdot dt = \int r \frac{\omega_2}{i_k \cdot i_0} dt$$

Considerind $t_0 = 0$ și limitele superioare t_a și t_p rezultă :

$$S_d = \frac{r}{i_0 \cdot i_k} \left[\int_0^{t_p} \omega_2 \cdot dt + \int_{t_p}^{t_0} (\omega_c + \varepsilon \cdot t) dt \right] \quad (13)$$

unde V este viteza instantanee a automobilului,

ω_r — viteza unghiulară a roții motoare

r — raza de rulare a roții motoare

i_k — raportul de transmitere din cutia de viteze

i_0 — raportul de transmitere al reductorului central.

Din relația 12 și figura 2 se observă că suprafața DCEF este proporțională cu valoarea parantezei din relația (13). În funcție de variația suprafeței DCEF se pot stabili punctele de vedere la aprecierea unui ambreiaj sau a altuia din punct de vedere al demarajului.

Lucrul mecanic de frecare constituie un parametru edificator în ceea ce privește aprecierea durabilității ambreiajului. Pentru aprecieri comparative trebuie folosită însă noțiunea de lucru mecanic specific de frecare care reprezintă raportul între lucrul mecanic de frecare total și suprafața activă a discurilor conduse.

Conform figurii 2 se poate aprecia că lucrul mecanic de frecare elementar este :

$$dL_f = M_a \cdot \omega_m \cdot dt - M_a \omega_2 dt = M_a (\omega_m - \omega_2) dt$$

după integrare de la $t_0 = 0$ la $t = t_p$ rezultă

$$L_{fr} = M_a \int_0^{t_p} (\omega_m - \omega_2) dt = M_a t_p \frac{\omega_0}{2} \quad (14)$$

Relația (14) arată că valoarea integralei este proporțională cu suprafața BCD din figura 2. În acest fel se poate aprecia construcția unui ambreiaj în raport cu altul montat pe același automobil după variația suprafețelor din figura 2. În cazul cînd se compară un ambreiaj monodisc cu unul bidisc derivat din primul rezultă cu indicii 1 pentru ambreiajul monodisc și 2 pentru ambreiajul bidisc $Im_1 < Im_2$ ținînd seama de relațiile 1—5 se pot suprapune cele două diagrame după cum rezultă din figura 3.

În acest caz se observă că prin mărirea momentului de inerție al motorului datorită adăugării discului intermediar viteza unghiulară ω_{c_2} este mai mare decît ω_{c_1} corespunzător ambreiajului monodisc. În același timp, timpul de patinare tp_2 a crescut față de tp_1 . În consecință crește lucrul mecanic de frecare

proporțional cu suprafața Δs_1 iar spațiul de demaraj proporțional cu suprafața Δs_2 .

Dacă se ține seama de faptul că ambreiajul bidisc este destinat autobuzelor urbane rezultă că aceste creșteri în special cea a spațiului de demaraj este

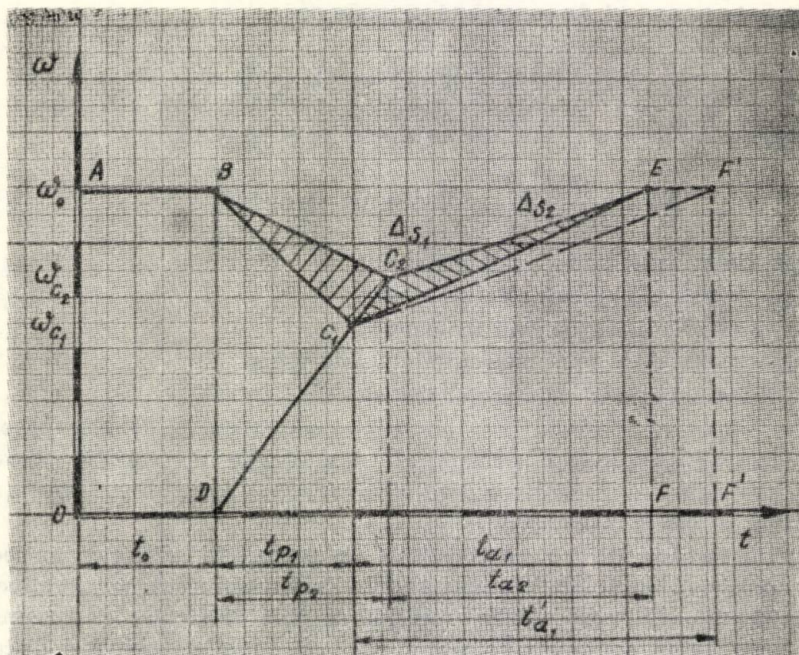


Fig. 3.

nedorită datorită opririlor dese la care sînt supuse aceste autobuze. În ceea ce privește lucrul mecanic de frecare creșterea lui este mai puțin dăunătoare întrucît o importanță mai mare revine lucrului mecanic de frecare specific care în cazul ambreiajului bidisc scade aproape cu 50%. Dacă nu s-ar pune probleme de uniformizare la construirea celor două ambreiaje (utilizarea unui număr de repere comune cît mai mare) s-ar putea reduce aceste dezavantaje ale ambreiajului bidisc prin micșorarea volantului motorului astfel încît $Im_1 = Im_2$. În același timp trebuie ținut însă cont și de faptul că în construcția diagramelor din figura 2 și 3 s-a considerat spre simplificare $Mm = ct$ fapt care în realitate nu se întîmplă.

În mod real, motorul se accelerează pînă la cel mult turația corespunzătoare momentului maxim al motorului, la o cuplare mai rapidă a ambreiajului bidisc turația motorului scade în mai mică măsură, ceea ce face ca și momentul motorului să scadă mai puțin. În felul acesta se produce o oarecare compensare a spațiilor de demaraj prin creșterea timpului t_{a1} la ambreiajul monodisc (vezi figura 3 linia întreruptă).

Rezerva cea mai mare în îmbunătățirea calităților dinamice de demaraj și a economicității autobuzului urban echipat cu ambreiaj bidisc constă în alegerea convenabilă a raportului de transmitere al reductorului central io , care

schimbă complet aspectul diagramei inițiale (figura 4). Alegînd un raport de transmitere $i_0 > i_0$ în concordanță și cu viteza medie de deplasare mai mică a autobuzului urban și notînd cu indicile i parametrii după schimbarea raportului de

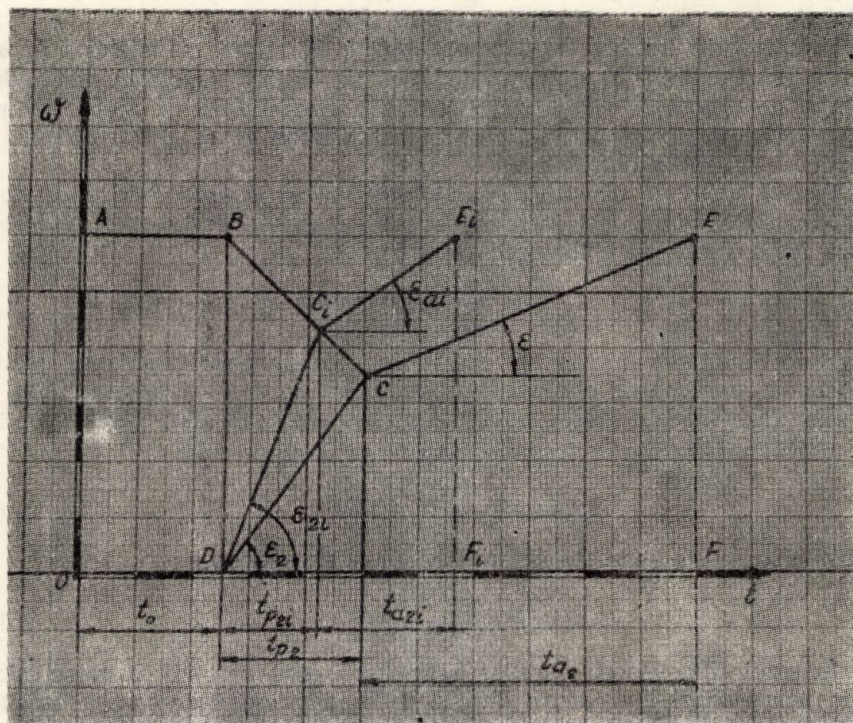


Fig. 4.

transmitere se pot extrage din figura 4 avantajele care se obțin la spațiul de demaraj (suprafața DBC_i față de DCEF) respectiv lucrul mecanic de frecare (suprafața DBC_i față de DCEF). În același timp se ridică și turația ω_{c2} în raport cu ω_{c1} , ceea ce asigură și un moment motor la accelerare mai mare. În ceea ce privește economicitatea care rezultă în urma acestei modificări considerăm justificat un studiu separat în această direcție.

În legătură cu întreținerea ambreiajului bidisc trebuie remarcat un inconvenient care apare datorită însumării uzurilor a patru suprafețe de fricțiune. Din acest motiv forțele de apăsare ale arcurilor de presiune scad mai repede decît la ambreiajul monodisc. Acest dezavantaj poate fi redus printr-un element de compensare așezat între carcasa ambreiajului și umărul bolțului de ghidare al discului intermediar și de presiune. După o anumită uzură elementul compensator se elimină. Datorită multiplelor cuplări ale ambreiajului în circulația urbană încălzirea suprafețelor de frecare are un rol mai important în această direcție. O încălzire excesivă duce la schimbarea proprietăților fizice ale garniturilor de fricțiune, la scăderea coeficientului de frecare și deci a momentului capabil. În cazul cînd momentul capabil ajunge sub valoarea momentului motor

ambreiajul patinează la sarcinile de vîrf distrugîndu-se rapid. O verificare minuțioasă a regimului termic al ambreiajului devine din acest motiv necesară. În mod curent interesează temperatura maximă la o frînare a suprafeței de fricțiune precum și temperatura de regim după un anumit număr de ambreieri complete.

Temperatura maximă la frînare depinde de natura materialelor folosite, de densitatea fluxului de putere pe unitatea de timp și suprafața de fricțiune precum și de timpul de patinare. La stabilirea temperaturii de regim revine o importanță deosebită ventilării discurilor ambreiajului în special a discului intermediar de la ambreiajul bidisc.

Pentru stabilirea densității fluxului de putere la ambreiajul mecanic se mențin ipotezele făcute mai înainte adică $Ma = \text{const}$, $Mm = \text{const}$ și $M_{rez} = \text{const}$. După datele din bibliografie rezultă :

$$q_0 = \frac{Ma \cdot \omega_0 \text{rel.}}{2 A t} \cdot \frac{r_m \cdot A_0}{\xi_r \cdot d A} \quad (15)$$

unde q este densitatea fluxului de putere ; $\omega_{a \text{rel.}} = \omega_0$ viteza unghiulară relativă la $t=0$; r_m — raza medie de fricțiune a discului ; A_0 — aria unui disc, iar A , — aria totală a suprafeței de fricțiune. Întrucît în timpul cuplării variază viteza unghiulară în funcție de timp aproximativ liniar, rezultă :

$$\omega_{\text{rel.}} = \omega_0 \text{rel.} \left(1 - \frac{t}{t_p} \right) \quad (16)$$

astfel că expresia curentă a densității fluxului de energie va fi :

$$q = 2 q_0 \left(1 - \frac{t}{t_p} \right) \quad (17)$$

În cazul cînd factorul Fourier K este mai mic decît 0,5 se poate calcula variația temperaturii instantanee după ecuația diferențială Laplace a conductibilității. Expresia temperaturii pentru sistemul unidirecțional va fi :

$$\frac{T(t)}{T_{0,1,2}} = 4 \sqrt{\frac{t}{t_p}} \left(1 - \frac{2}{3} \frac{t}{t_p} \right) \quad (18)$$

unde $T_{0,1,2}$, este temperatura de referință calculată după relația

$$T_{0,1,2} = \frac{2 K_{1,2} q_0}{\rho_{1,2} \cdot C_{1,2}} \sqrt{\frac{t}{\pi a_{1,2}}} \quad (29)$$

În relațiile de mai sus ρ_2 , ρ_1 sînt densitățile materialelor celor două suprafețe de frecare în contact.

C_1 , C_2 — căldurile specifice ale materialelor în frecare

a_2 , a_1 — coeficientul de transmitere a căldurii $\frac{\text{cm}^2}{\text{s}}$

Întrucît $a = \frac{\lambda}{c \rho}$ expresia factorului de repartizare se poate scrie și sub forma

$$K_{1,2} = \frac{2}{1 + \frac{\lambda_{1,1} \cdot a_{1,2}}{\lambda_{1,2} \cdot a_{2,1}} \sqrt{\frac{a_{2,1}}{a_{1,2}}}} \quad (20)$$

unde λ_1 , λ_2 sînt conductibilitățile termice ale materialelor suprafețelor de fricțiune $\frac{\text{cal.}}{\text{cm.s.grad}}$

În general însă repartizarea fluxului de căldură pe cele două suprafețe de frecare se face din condițiile

$$q_{01} + q_{02} = q_0 \text{ și}$$

$$T_{01} = T_{02}$$

Din reprezentarea grafică a funcției (18) dată în figura 5 rezultă că temperatura maximă ia naștere la $t = 0,5$ tp. Totodată rezultă din relația (15) o scădere simțitoare a densității fluxului de energie la ambreiajul bidisc datorită măririi suprafeței de fricțiune. Totodată însă timpul de patinare mai mare provoacă o creștere a temperaturii instantanee maxime. Această creștere este însă mai puțin hotărîtoare la timpii de cuplare obișnuiți. Din cele arătate rezultă că la ambreiajul bidisc regimul termic este mult mai avantajos decît la cel monodisc.

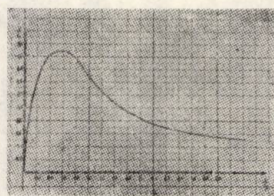


Fig. 5.

De remarcat este faptul că discul intermediar fiind încălzit din două părți nu se încadrează complet în relațiile de mai sus. Dacă ținem însă seama de construcția lui (două discuri legate între ele prin palete)

putem trage totuși concluziile de mai sus.

În ceea ce privește temperatura de regim după un număr mai mare de cuplări nu se pot da relații matematice întrucît acest lucru depinde atît de numărul și durata cuplărilor cît și de posibilitățile de răcire ale ambreiajului. În asemenea cazuri sînt mult mai convenabile încercările practice de laborator pe care le-am aplicat și în cazul de față.

2. Studiul experimental privind durabilitatea ambreiajelor utilizate pe autobuze

Ținînd seama de rolul ambreiajului în transmisia automobilului, s-a trecut la încercarea comparativă a ambreiajului monodisc și bidisc destinate autobuzelor TV-2U și TV-2R. Încercările efectuate au constat în determinarea cuplării line fără șocuri, gradului de alunecare, regimului de temperatură, siguranței și rezistenței la uzură a pieselor aflate în frecare.

Toate aceste calități de bază ale ambreiajului au fost determinate pe un banc de probă, care permite menținerea regimului de funcționare identic la ambele ambreiaje prin folosirea unui sistem de acționare a cărui vedere de ansamblu este arătată în figura 6.

În figura 7 este reprezentată schema de principiu a instalației folosite la încercarea comparativă a celor două tipuri de ambreiaje.

Deoarece motorul de antrenare trebuie să corespundă cu motorul automobilului, al cărui ambreiaj este supus încercărilor, s-a folosit motorul SR-211 cu care sînt echipate autobuzele TV-2U și TV-2R. Astfel, motorul 1 este cuplat prin intermediul ambreiajului de încercat 2 la frîna hidraulică 3. Momentul transmis de ambreiaj la frînă este înregistrat de vibrograful 4 pe o bandă de hîrtie funcție de timp. Pentru înregistrarea perioadelor de timp s-a utilizat ceasul cu contacte electrice 20 care acționează asupra unui releu de înregistrare. Folosind această bază de timp pe o bandă similară 7 s-a înregistrat și numărul de rotații efectuate de motor și de arborele condus al ambreiajului, date nece-

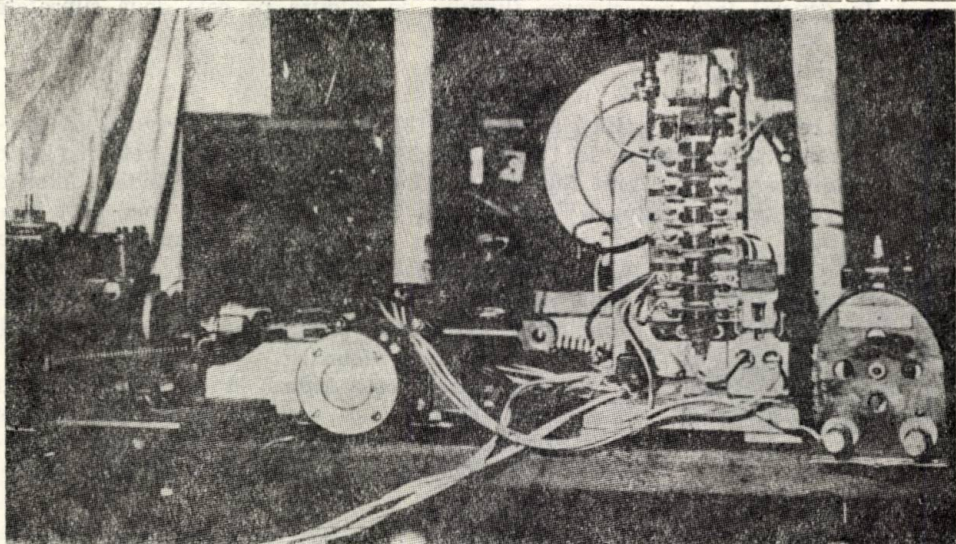


Fig. 6.

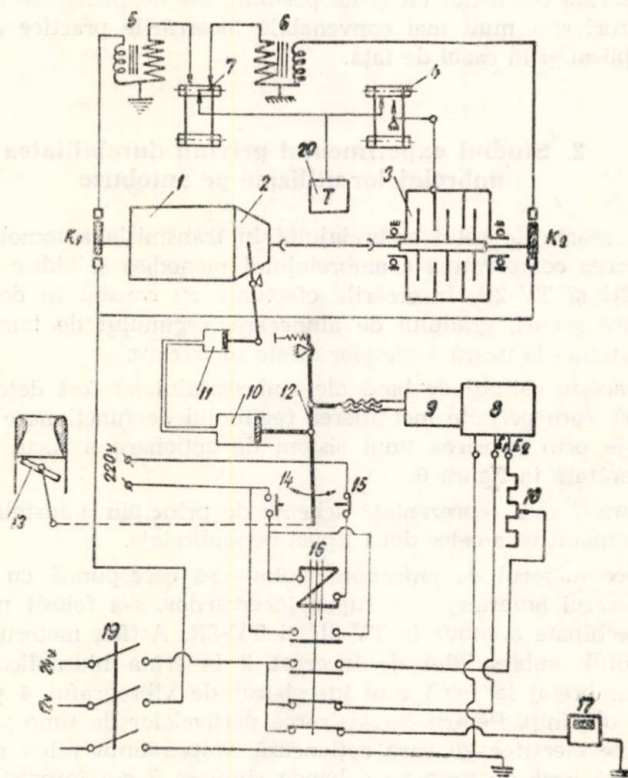


Fig. 7.

sare pentru determinarea patinării celor două tipuri de ambreiaje. În acest scop au fost montate contactele K_1 și K_2 acționate de către o camă, contacte care dătorită întreruperii curentului din circuitul primar al bobinelor de inducție 5 și 6 creează impulsuri de înaltă tensiune care se descarcă sub formă de scînteii pe banda de hîrtie 7. Aspectul acestei benzi de hîrtie, cu numărul de rotații ale

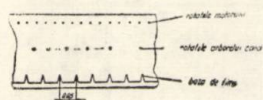


Fig. 8.

arborelui cotit al motorului, numărul de rotații ale părții conduse a ambreiajului și baza de timp sînt date în figura 8.

Pentru a obține condiții de cuplare identice la ambele ambreiaje instalația de încercat a fost prevăzută cu un dispozitiv de cuplare-decuplare automat, format din motorul electric 8 cu înfășurările de excitație E_1 și E_2 fiecare corespunzînd unui sens de rotație. De motorul 8 a fost fixat reductorul 9, care în treapta

finală era prevăzut cu un mecanism șurub-piuliță, mecanism care transformă mișcare de rotație a motorului electric în mișcare de translație. În acest fel prin intermediul pîrghiei 12 se acționează asupra pompei centrale 10. Presiunea lichidului creată în pompa centrală 10 acționează asupra pistonului cilindric receptor 11 care provoacă cuplarea și decuplarea ambreiajului de încercat 2.

Pentru a asigura accelerarea motorului o dată cu cuplarea ambreiajului și reducerea accelerației la decuplarea ambreiajului pîrghia 12 acționează simultan și obturatorul carburatorului 13, iar la sfîrșitul celor două curse sînt acționate contactele 14 și 15 care conectează și deconectează releul de comandă 16 cu ajutorul căruia se inversează sensul de rotire al motorului electric 8. De asemenea el acționează numărătorul electromagnetic 17 care numără cuplările ambreiajului, lucru necesar la stabilirea rezistenței și uzurii pieselor aflate în frecare. Pentru a obține un timp de cuplare corespunzător celui din condițiile reale de funcționare se intercalează în circuitul înfășurării E_2 potențiometrul 18, cu ajutorul căruia timpul de cuplare poate fi modificat între limite destul de mari. Pentru a conecta întreaga instalație la sursa de curent este prevăzut întrerupătorul 19.

La începutul cuplării ambreiajului momentul dat de motorul cu ardere internă 1, acționează prin ambreiajul de încercat 2 asupra frinei hidraulice 3, pînă cînd aceasta ajunge la turația părții conduse a ambreiajului, după care ambreiajul se decuplează, iar frîna 3, oprește repede întreaga parte condusă a instalației, apoi ciclul se repetă din nou. În acest timp se înregistrează momentul transmis de ambreiaj și numărul de rotații ale părții conducătoare și conduse folosind aceeași bază de timp în ambele cazuri.

Pentru încercarea comparativă a celor două tipuri de ambreiaje s-a procedat în felul următor :

După montarea ambreiajului de încercat pe bancul de probă s-au făcut reglajele corespunzătoare în sensul asigurării jocului optim între rulmentul de presiune și pîrghiile de decuplare, jocul între limitatorul discului intermediar și discul intermediar. Cu ajutorul frinei hidraulice s-a încărcat motorul la un moment de 30 kgf m la o turație de 2200...2400 rot/min. După aceasta s-a pornit sistemul de acționare automat al ambreiajului, obținîndu-se înregistrările arătate. Variația momentului ambreiajului s-a înregistrat pe o bandă de hîrtie

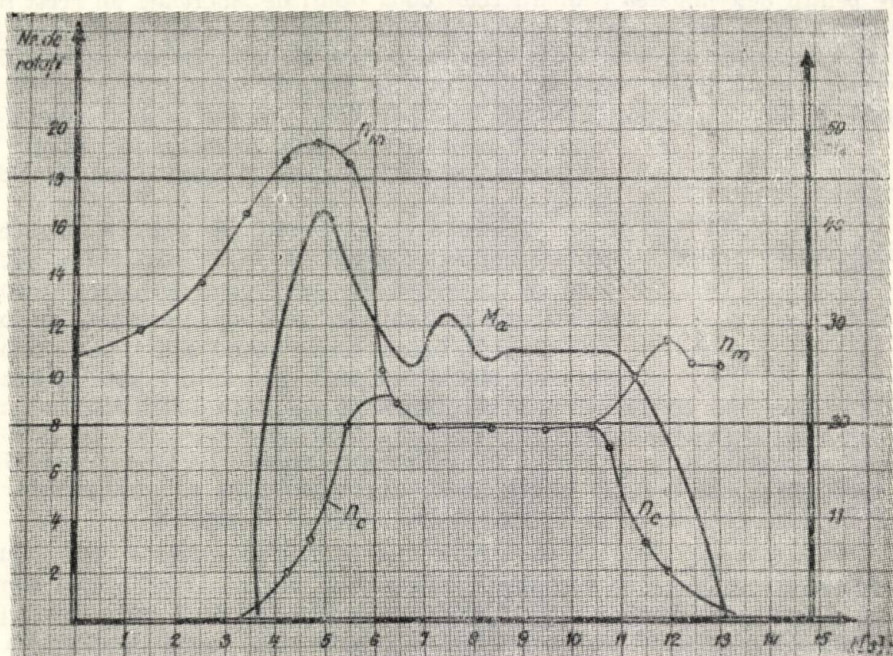


Fig. 9.

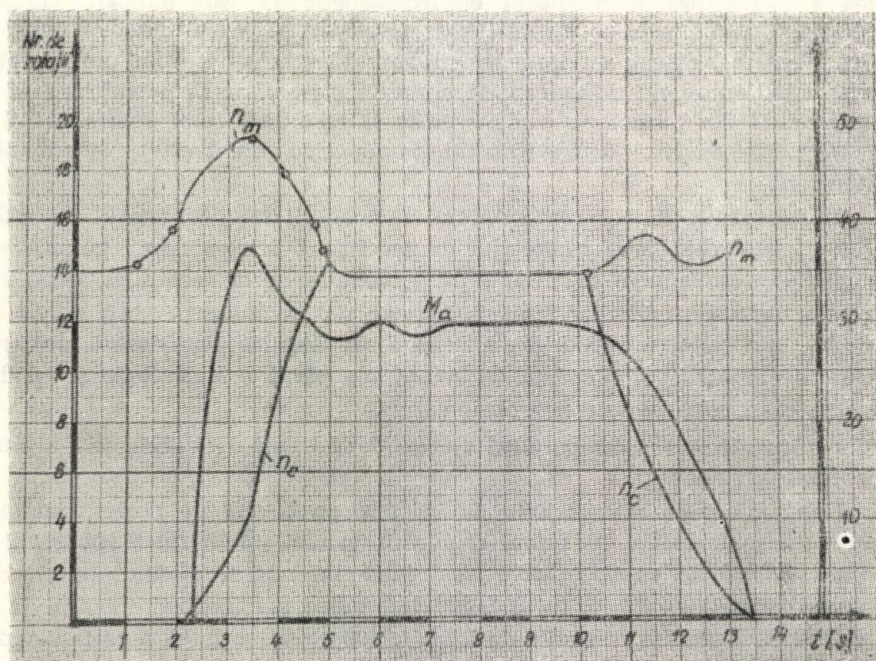


Fig. 10.

ceruită pentru ambele ambreiaje. Diagrama obținută pentru ambreiajul monodisc este arătată în figura 9 iar pentru ambreiajul bidisc în figura 10.

Din compararea celor două diagrame rezultă în afară de comportarea ambreiajului și influențe caracteristice motorului. Astfel, accelerația unghiulară a arborelui condus crește la ambreiajul monodisc rapid prezentind după aceea o scădere. Fenomenul se observă și la ambreiajul bidisc însă în mult mai mică măsură. În același timp numărul rotirilor arborelui condus la cuplarea ambreiajului scade în raport cu cel bidisc de la 14,5 la 9, raport care reprezintă și scăderea turației părții conduse a ambreiajului.

Viteza de cuplare a celor două ambreiaje fiind constantă, timpii de cuplare vor fi diferiți, în sensul că la ambreiajul monodisc acest timp va fi mai mic. În consecință momentul ambreiajului monodisc crește brusc într-un timp scurt provocând un șoc dinamic mai puternic decât la ambreiajul bidisc, fapt care face ca momentul de vîrf să fie cu 4 kgfm mai mare. De aici rezultă că și solicitarea dinamică a transmisiei la pornirea automobilului să fie mai mică în cazul ambreiajului bidisc. Șocul de pornire și momentul de inerție al motorului mai mic în cazul ambreiajului monodisc face ca turația motorului să fie mult mai redusă. Acest lucru face ca treapta a doua a carburatorului Holley să intre în funcțiune mai târziu, lucru favorizat și de faptul că momentul rezistent opus de frina hidraulică variază cu turația. Ca o concluzie orientativă se poate aprecia în acest sens, că datorită întîrzierii treptei a doua a carburatorului și accelerația unghiulară este mai mică la ambreiajul monodisc, fapt care duce așa cum s-a arătat în capitolul 2 la o compensare a spațiilor de demaraj. După cuplarea ambreiajului apar niște oscilații a căror amplitudine este mult mai mare la ambreiajul monodisc și a căror origine poate fi căutată în cuplarea bruscă a acestui tip de ambreiaj.

Cuplarea bruscă a ambreiajului monodisc, variația accelerației unghiulare a motorului și arborelui condus al ambreiajului fac ca patinarea în cele două cazuri să fie diferită.

Pentru calculul patinării se folosește relația :

$$S = \frac{n_m - n_c}{n_m} 100\% \quad (20)$$

unde n_m reprezintă ordonata medie a curbei n_m din figura 9.

respectiv 10, în intervalul de o secundă ;

n_c ordonata medie a curbei n_c în intervalul de o secundă.

Curbele patinării pentru cele două tipuri de ambreiaje sînt date în figura 11. Din comportarea acestor curbe, rezultă că patinarea relativă este mai mare la ambreiajul monodisc față de cel bidisc.

O problemă principală care s-a urmărit la aceste încercări de laborator a fost și aceea a obținerii de date cu privire la temperatura de regim și uzură. În acest scop s-au efectuat un număr de 5 cuplări consecutive la un interval de 14 secunde după care s-a făcut o pauză de 30 secunde și s-a măsurat temperatura discurilor de presiune la cele două ambreiaje și a discului intermediar la ambreiajul bidisc. Aceste operații s-au repetat pînă s-a ajuns la o temperatură constantă în toate cazurile. Locul de măsurare a fost același în toate cazurile adică la 40 mm spre axa de simetrie a ambreiajului. Rezultatele obținute pentru cele trei discuri sînt date în figura 12.

Din figura 12 rezultă că discul de presiune al ambreiajului bidisc se încălzește cu aproximativ 100% mai puțin decât discul de presiune al ambreiajului monodisc cu toate că el este încălzit din ambele părți. De asemenea, se observă că discul intermediar al ambreiajului bidisc se încălzește la început mai mult decât discurile de presiune ale ambreiajelor, monodisc și bidisc. Acest

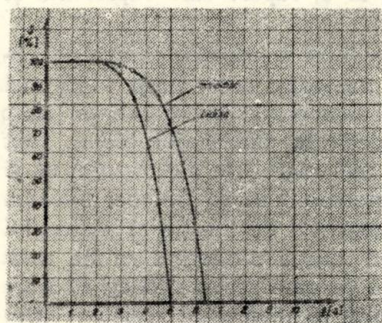


Fig. 11.

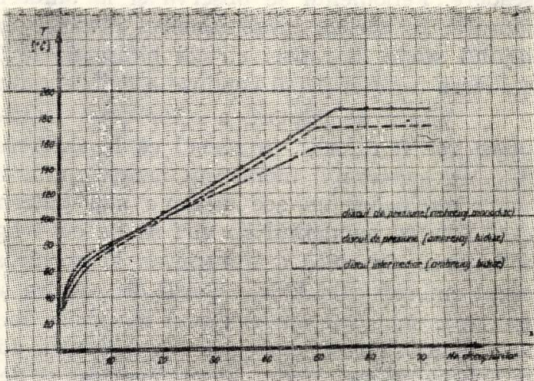


Fig. 12.

lucru se datorește faptului că în prima perioadă influențează mai mult masa discurilor, adică capacitatea termică, decât schimbul de căldură cu exteriorul. În perioada a doua, adică după aproximativ 15 cuplări complete, un rol mai mare revine schimbului de căldură la care este avantajat discul intermediar prin construcția lui cu palete radiale.

Ultima probă care s-a făcut a fost determinarea comparativă a uzurii. Pentru această încercare s-au executat în ambele cazuri 200 cuplări consecutive înregistrate de numărătorul electromagnetic 17. Din diferențele de cântărire care s-au efectuat pe cântare de precizie la Centrul metrologic Brașov au reieșit diferențe de cântărire între 35% și 50% în favoarea ambreiajului bidisc.

Concluzii

Din cele arătate în paragrafele precedente rezultă că ambreiajul poate influența în mare măsură caracteristicile dinamice impuse de condițiile de exploatare cum sînt spațiul de demaraj, accelerația la demaraj etc. Totodată condițiile specifice de exploatare ale autobuzului urban pot influența în mare măsură condițiile de exploatare și caracteristicile dinamice ale acestui tip de autobuz. Practica de exploatare a arătat că în această direcție rolul hotărîtor îl are regimul termic al ambreiajului care influențează atît uzura, deci, reparațiile curente cit și momentul capabil al ambreiajului prin intermediul coeficientului de frecare.

Regimul termic al ambreiajului bidisc precum și uzura sa sînt net superioare ambreiajului monodisc. În schimb rezultă scăderi în ceea ce privește caracteristicile dinamice ale autobuzului urban, lucru nedorit. Dacă se ține seama și de particularitățile constructive ale motorului cu ardere internă rezultă că această caracteristică acționează în sensul compensării diferențelor care există între cele două ambreiaje. Plecînd de la aceste considerații Uzina „Autobuzul”

București a prezentat spre încercare ambreiajul bidisc cu care au fost efectuate încercările de laborator. La proiectarea acestui ambreiaj s-a ținut cont de construcții similare care se construiesc peste hotare. În tabelul 1 se arată comparativ principalii parametri ai ambreiajului bidisc construit la Uzina „Autobuzul” în raport cu recomandările C.A.E.R. :

Tabelul 1

Parametru	Ambreiaj bidisc Uz. „Autobuzul”	Recomandări C. A. E. R.
Presiunea specifică kgf/cm ²	0,82	0,92
Viteze pe raza medie la turația de cuplu maximă m/sec.	28,3	23,4
Produsul p. v. $\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$	23,2	21,6
Puterea specifică	6,90	7,15
Coefficient de siguranță β	2	2

Așa cum a rezultat din încercări comparative ale celor două tipuri de ambreiaje, ambreiajul bidisc s-a dovedit capabil să îmbunătățească neajunsurile ambreiajului monodisc pe autobuzul urban. Aceste însușiri ale ambreiajului bidisc pot fi și mai mult îmbunătățite dacă se acționează convenabil și asupra altor parametri ai transmisiei, de exemplu asupra raportului de transmitere i_0 al reductorului central. Un avantaj important se obține și în acționarea ambreiajului. La o alegere judicioasă a mecanismului de acționare lucrul mecanic de decuplare poate fi redus cu aproximativ 30%.

Pentru viitor se mai pot lua în studiu o serie întreagă de probleme care să ducă la îmbunătățirea comportării autobuzelor cum ar fi influența presiunii pe suprafețele de fricțiune asupra uzurii și încălzirii, influența construcției și structurii garniturilor de fricțiune, evitarea variației momentului capabil al ambreiajului prin uzură sau încălzirea excesivă etc. Înlocuirea ambreiajului mecanic cu unul hidraulic care lucrează fără uzură va trebui să constituie de asemenea o problemă de viitor. În momentul cînd staționarea autobuzului din cauza întreținerii ambreiajului devine mai scumpă decît un ambreiaj hidraulic această schimbare este deja justificată. În același timp se îmbunătățește confortul și durabilitatea autobuzului întrucît ambreiajul hidraulic amortizează deosebit de bine sarcinile dinamice, iar greutatea autobuzului poate fi redusă datorită coeficienților de siguranță mai mici.

Zusammenfassung

Von den spezifischen Arbeitsbedingungen ausgehend, werden die wichtigsten Parameter, die einer Kupplung für TV 2U-Autobusse zu gute kommen, festgelegt. Zugleich werden auch einige Ergebnisse der Vergleichsversuche, in Laboratoriumsbedingungen, gegeben.

Резюме

Имея в виду особенности работы сцепления городского автобуса Т.В.—2 у, было установлено основные параметры сцепления.

В работе приводятся также результаты сравнительных испытаний двух типов сцепления в лабораторных условиях.

Bibliografie

1. GOLD B. V.: *Konstruovanie u rasciot automobilia Masghiz*. Moskva 1963.
2. BUSSEIN R.: *Automobiltechnisches Handbuch*, Technischer Verlag Herbert Cram, Stuttgart 1965.
3. STEINHILPER W.: Temperaturverlauf in schmelchalbeten Reibungskupplungen und-bremsen, ATZ, nr. 8 1963, nr. 7, 1963.
4. STEINHILPER W.: Ermittlung des Temperaturverlaufs in Reibungsbremsen und-Kup-plungen mit Hilfe eines Analogie verfahrens Teil I ATZ 8/1964.

Von den spezifischen Arbeitsbedingungen ausgehend, werden die wichtigsten Parameter der Kupplung des T.V.2-Autobusses in einer Reihe von Vergleichsversuchen in Laborversuchsbedingungen ermittelt.

FORȚELE CARE SOLICITĂ SUSPENSIA HIDROPNEUMATICĂ A OSIEI DIN SPATE A AUTOCAMIONULUI LA DEPLASAREA NEUNIFORMĂ ÎN CURBĂ

VIRGIL OLARIU

NOTAȚII:

- G_a — greutatea totală a autocamionului ;
 G_{p_2} — greutatea osiei din spate ;
 F_x^i — componenta longitudinală a forțelor de inerție datorite masei autocamionului ;
 F_y^i — componenta transversală a forțelor de inerție datorite masei autocamionului ;
 M_z^i — momentul forțelor de inerție datorite masei autocamionului ;
 M_r^i — momentul redus la osia motoare a forțelor de inerție datorite maselor în mișcare de rotație ;
 $F_{1s}^r, F_{1d}^r, F_{2s}^r, F_{2d}^r$ — forțele de rezistență la rulare ;
 $M_{1s}^r, M_{1d}^r, M_{2s}^r, M_{2d}^r$ — momentele de rezistență la rulare ;
 $R_{1s}, R_{1d}, R_{2s}, R_{2d}$ — reacțiunile normale ale căii asupra roților ;
 $S_{1s}, S_{1d}, S_{2s}, S_{2d}$ — reacțiunile transversale ale căii asupra roților ;
 S_2 — reacțiunea transversală totală a căii asupra roților osiei din spate (motoare) ;
 F_1, F_2, F_3, F_4 — forțele din barele sistemului de ghidare al suspensiei hidropneumatice ;
 P_{Rs}, P_{Rd} — forțele de tracțiune la roțile osiei motoare ;
 M_{Rs}, M_{Rd} — momentele de tracțiune la roțile osiei motoare ;
 M_e — momentul (cuplul) motorului ;
 P_R — forța de tracțiune la osia motoare ;
 Z_{hs}, Z_{hd} — forțele care se transmit prin elementele elastice hidropneumatice la osia din spate ;
 J_z — momentul de inerție al autocamionului în raport cu axa C_z ;
 R — raza de viraj a punctului central P al osiei din spate ;
 B — distanța dintre roțile motoare ;
 L — ampatamentul autocamionului ;
 v — viteza autocamionului în curbă ;
 $\frac{dv}{dt}$ — accelerația tangențială a punctului central P al osiei din spate ;
 g — accelerația gravitațională ;
 a — distanța de la centrul de greutate al autocamionului la osia din față ;
 b — distanța de la centrul de greutate al autocamionului la osia din spate ;
 r — raza de rulare a roții ;

- h_g — înălțimea deasupra planului căii a centrului de greutate al autocamionului ;
 h_r — distanța de la planul superior al ramei la centrul de greutate al autocamionului ;
 h_1 — distanța de la planul superior al ramei la centrul de greutate al autocamionului ;
 h_2 — distanța de la planul superior al ramei la articulațiile barelor înclinate ale sistemului de ghidare a suspensiei hidropneumatice ;
 l — distanța dintre reacțiunea normală a căii asupra roții din spate și axa de simetrie a elementului elastic hidropneumatic ;
 l_1 — distanța dintre reacțiunea normală a căii asupra roții din spate și bara longitudinală a sistemului de ghidare a suspensiei hidropneumatice ;
 δ_1 — coeficientul de influență a roților autocamionului ;
 δ_2 — coeficientul de influență al motorului ;
 i_o — raportul de transmitere al reductorului central ;
 i_s — raportul de transmitere al schimbătorului de viteză cînd are loc accelerarea în curbă ;
 f — coeficientul global de rezistență la rulare ;
 φ — coeficientul de aderență între roată și cale ;
 λ — coeficientul care ține seama de influența frecării în diferențial ;
 η_t — randamentul transmisiei.

1. Elementele elastice hidropneumatice avînd o mică rigiditate transversală nu pot prelua decît forțe verticale. Pentru preluarea forțelor laterale și longitudinale, precum și a momentelor (motoare, de rezistență la rulare, de inerție etc.) se utilizează — în cazul suspensiei hidropneumatice — diferite sisteme de ghidare, alcătuite din bare de reacțiune articulate care fac legătura între masa suspendată și cea nesuspendată.

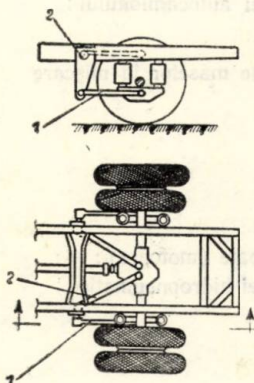


Fig. 1.

Sistemul de ghidare a suspensiei hidropneumatice a osiei din spate (fig. 1), care poate fi aplicat autocamionului SR-113, este format din două bare inferioare longitudinale 1, paralele și conținute în același plan orizontal, precum și din două bare superioare 2, montate sub un unghi de 90° tot într-un plan orizontal.

2. Pentru stabilirea forțelor și momentelor care solicită autocamionul în regimul deplasării accelerate în curbă (fig. 2) suspensia s-a considerat blocată neglijîndu-se astfel înclinările laterale și longitudinale ale părții suspendate; de asemenea nu s-au luat în considerare deformațiile pneurilor și rezistența aerului.

Din fig. 3 s-au dedus următoarele formule :

$$\left. \begin{aligned} \cos \gamma_{1s} &= \frac{R + \frac{B}{2}}{\sqrt{\left(R + \frac{B}{2}\right)^2 + L^2}} & \sin \gamma_{1s} &= \frac{L}{\sqrt{\left(R + \frac{B}{2}\right)^2 + L^2}} \\ \cos \gamma_{1d} &= \frac{R - \frac{B}{2}}{\sqrt{\left(R - \frac{B}{2}\right)^2 + L^2}} & \sin \gamma_{1d} &= \frac{L}{\sqrt{\left(R - \frac{B}{2}\right)^2 + L^2}} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

necesare pentru a obține proiecțiile — pe axele sistemului de coordonate — ale forțelor și momentelor ce acționează asupra roților osiei din față.

3. Ecuția matricială care desemnează sistemul ecuațiilor de echilibru dinamic al autocamionului este :

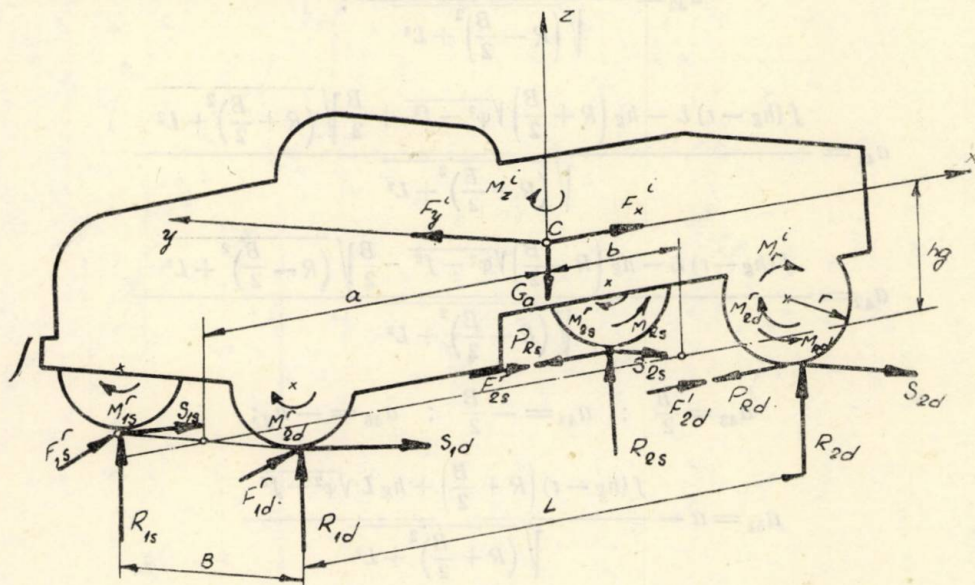


Fig. 2.

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & -1 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & 0 & 0 & 0 & -1 \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & 0 & a_{46} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} & 0 \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & c_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{1s} \\ K_{1d} \\ R_{2s} \\ R_{2d} \\ P_{R_1} \\ S_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{10} \\ a_{20} \\ a_{30} \\ 0 \\ a_{50} \\ a_{60} \end{bmatrix} \quad (2)$$

Elementele acestor matrici au următoarele expresii :

$$a_{21} = \frac{f \left(R + \frac{B}{2} \right) + L \sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\sqrt{\left(R + \frac{B}{2} \right)^2 + L^2}};$$

$$a_{22} = \frac{f \left(R - \frac{B}{2} \right) + L \sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\sqrt{\left(R - \frac{B}{2} \right)^2 + L^2}};$$

$$a_{23} = a_{24} = f;$$

$$a_{31} = \frac{f L - \left(R + \frac{B}{2} \right) \sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\sqrt{\left(R + \frac{B}{2} \right)^2 + L^2}};$$

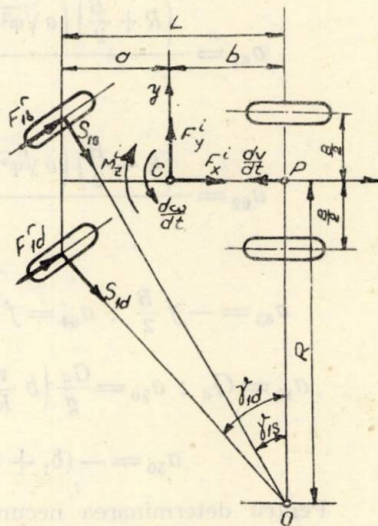


Fig. 3.

$$a_{32} = \frac{fL - \left(R - \frac{B}{2}\right)\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\sqrt{\left(R - \frac{B}{2}\right)^2 + L^2}};$$

$$a_{41} = \frac{f(h_g - r)L - h_g\left(R + \frac{B}{2}\right)\sqrt{\varphi^2 - f^2} + \frac{B}{2}\sqrt{\left(R + \frac{B}{2}\right)^2 + L^2}}{\sqrt{\left(R + \frac{B}{2}\right)^2 + L^2}}$$

$$a_{42} = \frac{f(h_g - r)L - h_g\left(R - \frac{B}{2}\right)\sqrt{\varphi^2 - f^2} - \frac{B}{2}\sqrt{\left(R - \frac{B}{2}\right)^2 + L^2}}{\sqrt{\left(R - \frac{B}{2}\right)^2 + L^2}}$$

$$a_{43} = \frac{B}{2} ; \quad a_{44} = -\frac{B}{2} ; \quad a_{46} = -h_g;$$

$$a_{51} = a - \frac{f(h_g - r)\left(R + \frac{B}{2}\right) + h_g L \sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\sqrt{\left(R + \frac{B}{2}\right)^2 + L^2}}$$

$$a_{52} = a - \frac{f(h_g - r)\left(R - \frac{B}{2}\right) + h_g L \sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\sqrt{\left(R - \frac{B}{2}\right)^2 + L^2}}$$

$$a_{53} = a_{54} = -(b + fh_g - rf) ; \quad a_{55} = h_g;$$

$$a_{61} = \frac{\left(R + \frac{B}{2}\right)\left(a\sqrt{\varphi^2 - f^2} - f\frac{B}{2}\right) - L\left(af + \frac{B}{2}\sqrt{\varphi^2 - f^2}\right)}{\sqrt{\left(R + \frac{B}{2}\right)^2 + L^2}}$$

$$a_{62} = \frac{\left(R - \frac{B}{2}\right)\left(a\sqrt{\varphi^2 - f^2} - f\frac{B}{2}\right) - L\left(af - \frac{B}{2}\sqrt{\varphi^2 - f^2}\right)}{\sqrt{\left(R - \frac{B}{2}\right)^2 + L^2}}$$

$$a_{63} = -f\frac{B}{2} ; \quad a_{64} = f\frac{B}{2} ; \quad a_{65} = (1 - \lambda)\frac{B}{2} ; \quad a_{66} = -b ;$$

$$a_{10} = G_a ; \quad a_{20} = \frac{G_a}{g}\left(b\frac{v^2}{R^2} - \frac{dV}{dt}\right) ; \quad a_{30} = -\frac{G_a}{gR}\left(v^2 + b\frac{dV}{dt}\right) ;$$

$$a_{50} = -(\delta_1 + \delta_2 i_s^2)r\frac{G_a}{g}\frac{dV}{dt} ; \quad a_{60} = \frac{J_z}{R}\frac{dV}{dt}$$

Pentru determinarea necunoscutelor P_{1s} , R_s , R_{2s} , R_{r} , P_R . S_2 se poate utiliza metoda lui Gauss sau metoda matricială obișnuită bazată pe matricea in-

versă matricii coeficienților necunoscutelor. În cel de al doilea caz matricea inversă se va determina pe baza matricii celulare corespunzătoare matricii coeficienților necunoscutelor.

După stabilirea valorilor numerice ale necunoscutelor se verifică forța de tracțiune la osia motoare P_R pe baza relației

$$P_R \leq \frac{i_o \cdot i_s \cdot M_e}{r} \eta_t \quad (3)$$

Se verifică apoi reacția transversală a căii asupra roților osiei din spate pe baza formulei :

$$S_2 \leq \sqrt{(\varphi^2 - f^2)(R_{2s}^2 + R_{2d}^2) + \lambda f R_{2d} P_R + (2 - \lambda) f R_{2s} P_R - (0,5 \lambda^2 - \lambda + 1) P_R^2} \quad (4)$$

Această relație se obține din condițiile de aderență

$$\begin{aligned} (\varphi^2 - f^2) R_{2s}^2 + (2 - \lambda) f R_{2s} P_R - \\ - \frac{(2 - \lambda)^2}{4} P_R^2 &\geq S_{2s}^2 \\ (\varphi^2 - f^2) R_{2d}^2 + \lambda f R_{2d} P_R - \\ - \frac{\lambda^2}{4} P_R^2 &\geq S_{2d}^2 \end{aligned} \quad (5)$$

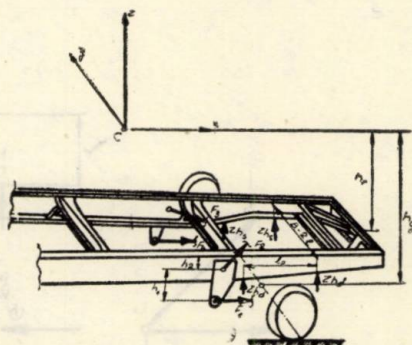


Fig. 4.

4. Ecuația matricială care desemnează sistemul ecuațiilor de echilibru dinamic al osiei din spate (fig. 4 și fig. 5) este :

$$\begin{bmatrix} -1 & b_{12} & b_{13} & -1 & 0 & 0 \\ 0 & b_{22} & b_{23} & 0 & 0 & 0 \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} & b_{35} & b_{36} \\ b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_{55} & b_{56} \\ 0 & b_{62} & b_{62} & 0 & b_{65} & b_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ Z_{hs} \\ Z_{hd} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{10} \\ b_{20} \\ b_{30} \\ b_{40} \\ b_{50} \\ b_{60} \end{bmatrix} \quad (6)$$

Elementele acestor matrici au expresiile :

$$b_{12} = b_{13} = b_{22} = -\frac{\sqrt{2}}{2} ; b_{23} = \frac{\sqrt{2}}{2} ; b_{55} = b_{56} = 2 ;$$

$$b_{31} = b_{34} = h_r + h_1 ; b_{32} = b_{33} = b_{63} = \frac{\sqrt{2}}{2} (h_r + h_2) ;$$

$$b_{35} = b_{36} = 2b ; b_{41} = -\left(\frac{B}{2} - l_1\right) ;$$

$$b_{42} = -\frac{\sqrt{2}}{2} b ; b_{43} = \frac{\sqrt{2}}{2} b ;$$

$$b_{44} = \left(\frac{B}{2} - l_1\right) ; b_{62} = -\frac{\sqrt{2}}{2} (h_r + h_2) ;$$

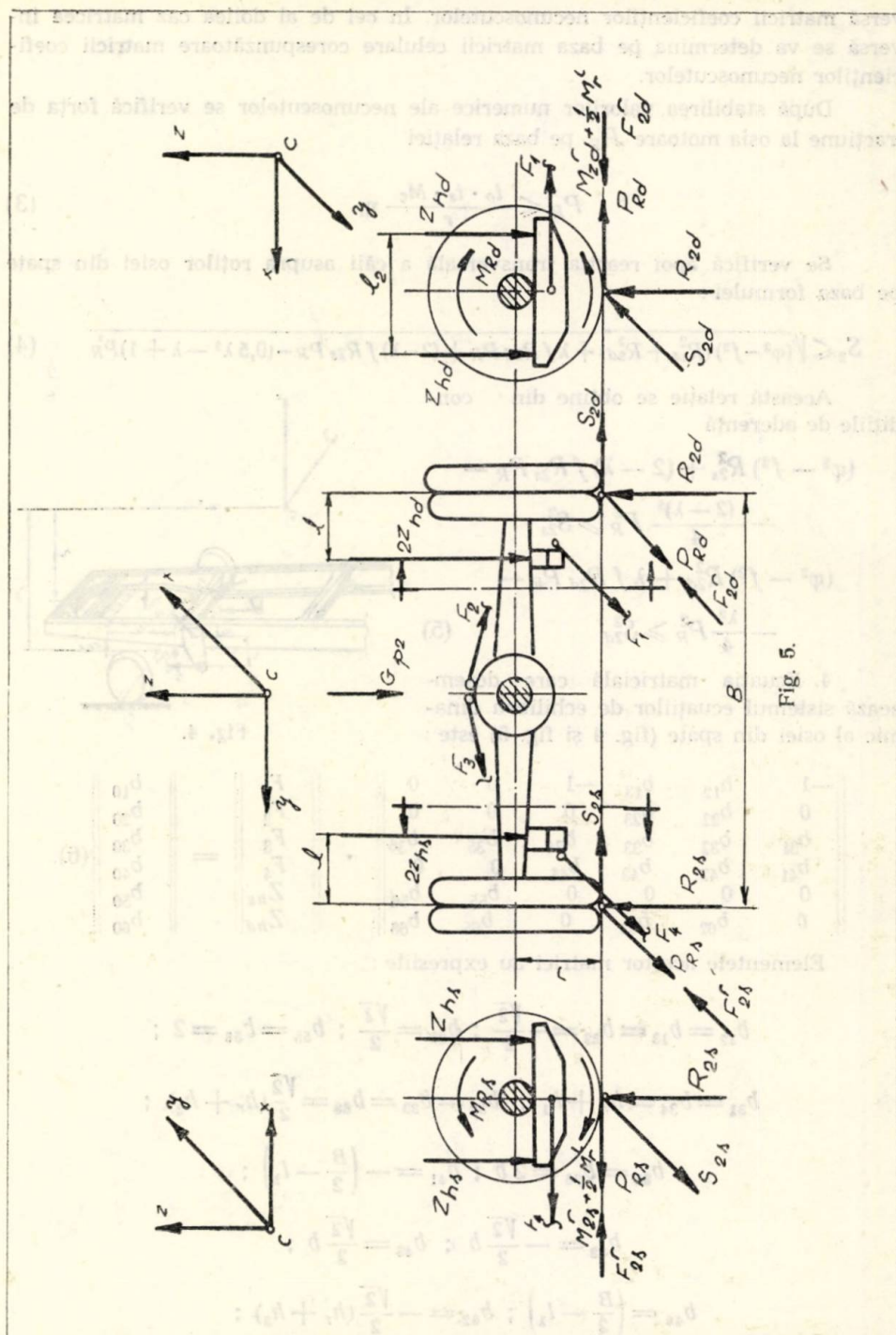


Fig. 5.

$$\begin{aligned}
b_{65} &= -2 \left(\frac{B}{2} - l \right) ; \quad b_{66} = 2 \left(\frac{B}{2} - l \right) ; \\
b_{10} &= P_R - f R_{2s} - f R_{2d} ; \quad b_{20} = S_2 ; \\
b_{30} &= -(h_g - r) P_R + (b - r f + f h_g) (R_{2s} + R_{2d}) - (\delta_1 + \delta_2 \cdot i_s^2) r \cdot \\
&\quad \cdot \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} - b G p_2 ; \\
b_{40} &= (\lambda - 1) \frac{B}{2} P_R + f \frac{B}{2} (R_{2s} - R_{2d}) + b S_2 ; \\
b_{50} &= R_{2s} + R_{2d} - G p_2 ; \quad b_{60} = \frac{B}{2} (R_{2d} - R_{2s}) + h_g S_2
\end{aligned}$$

Necunoscutele $F_1, F_2, F_3, F_4, Z_{hs}, Z_{h'}$ se pot determina și în acest caz prin metoda lui Gauss sau utilizându-se matricea inversă dedusă din matricea celulară corespunzătoare matricii coeficienților necunoscutelor.

Summary

In the work there are established the equations of the dynamic equilibrium of both on the basis of the back axle. On the basis of this equations it determines by the matrix method combined with the Gaussian algorithm the reactions at the truck's wheels and also the stresses from the reaction bars of the guide mechanism of the hydropneumatic suspension.

Резюме

В работе даны уравнения динамического равновесия как грузовика так и заднего моста. На основании этих уравнений определяются матричным, комбинированным способом с алгоритмом Гаусса реакции в колесах грузовика и силы от стержней направляющего механизма гидропневматической подвески.

Bibliografie

1. B. P. DEMIDOVICI, J. A. MARON : *Osnovî vîcislitelnoi matematiki, Fizico-matematicheskoi literaturi. Moskva*, 1960.
2. C. GHIULAI : *Mecanica automobilului*, Editura tehnică, București, 1965.
3. I. PEVZNER, A. M. GORELIK : *Pnevmaticheskie i ghidropnevmaticheskie podveski, Moskva*, 1963.
4. M. UNTARU : *Teoria calculului și construcția automobilului*, Editura pedagogică, București, 1961.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. IX — 1967

Tehnologia construcției de mașini



BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. IX — 1967

The technology of mechanical engineering

BULLETIN DE L'INSTITUTE POLYTECHNIQUE — BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome IX — 1967

Technologie de construction des machines



MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band IX — 1967

Technologie des Maschinenbaues

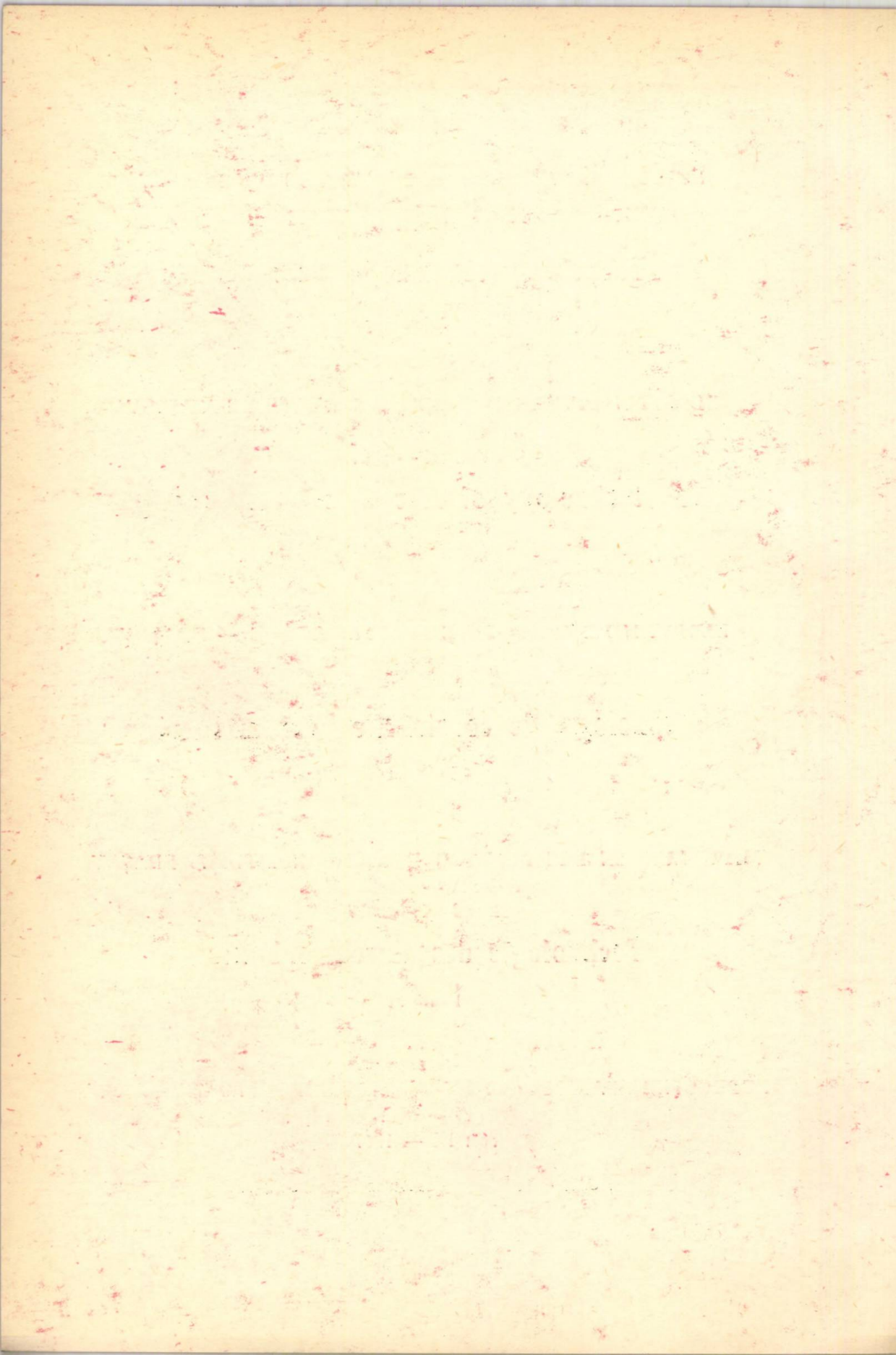


ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том IX — 1967

Технология машиностроения



CONTRIBUȚII LA STUDIUL ÎNDESĂRII FORMELOR PRIN VIBROPRESARE LA PRESIUNI RIDICATE

VASILE VULCU, IULIAN CAZACU, EMERIC JAKAB

Posibilitățile de îndesare a formelor și miezurilor, au sporit în ultimii ani prin introducerea și extinderea în practică a unor procedee noi, de formare și miezuire. Turnătoriile dispun astăzi de o varietate mare de mașini și utilaje care permit aplicarea și extinderea în practică a acestor procedee tehnologice noi.

Prin introducerea în practica formării a acestor procedee s-a urmărit îndeosebi creșterea productivității, a preciziei dimensionale și îmbunătățirea calității suprafeței pieselor turnate. Dat fiind însă faptul că unele dintre aceste procedee ridică prețul de cost al produsului finit, prin prețul ridicat al lianților și utilizarea nisipurilor proaspete în cantități mari (cum e cazul amestecurilor cu Na_2SiO_3 și întărite cu CO_2 , cu lianți termooactivi etc.), s-a pus problema obținerii unor rezultate calitative asemănătoare, utilizând la formare amestecuri clasice și procedee de îndesare perfecționate.

Unul dintre aceste procedee poate fi considerat și acela al îndesării amestecurilor de formare prin presare la presiuni specifice ridicate apărut după cel de al doilea război mondial (în jurul anului 1950).

Studierea și cercetarea unor particularități ale acestui procedeu au făcut obiectul unor preocupări ale unui colectiv de cadre didactice din Institutul politehnic Brașov și specialiști din Uzina „Tractorul” care începând din anul 1957 au cercetat unele aspecte ale îndesării formelor prin vibropresare la presiuni specifice reduse și la presiuni specifice ridicate.

O parte din rezultatele parțiale și concluziile acestui studiu au fost publicate în Buletinul de „Lucrări științifice” vol. V al Institutului politehnic Brașov, seria Mecanică, în anul 1962. În această primă parte a lucrării, au fost expuse rezultatele îndesării formelor prin vibropresare la presiuni reduse, folosind un vibrator electromagnetic, cu berbec. În cea de a doua parte a lucrărilor, s-a continuat ideea îndesării formelor prin vibropresare, de data aceasta, atât la presiuni reduse cât și la presiuni ridicate, folosind un vibrator pneumatic cu inerție.

Rezultatele obținute în cadrul încercărilor de îndesare prin vibropresare la presiuni specifice reduse cu ajutorul unui vibrator electromagnetic, au arătat avantajele metodei față de îndesarea formelor prin scuturare și presare simplă, avantaje care conduc la o îndesare mai omogenă atât la suprafața de separație

a formei, pe înălțimea ei și lângă pereții ramei de formare, cât și printr-o creștere a gradului de îndesare la 70—80 unități Dietert adică în domeniul formelor cu îndesare „tare” [1].

În urma experiențelor practice efectuate a rezultat că vibratorul electromagnetic, necesită pentru alimentare curent de frecvență variabilă, instalații anexe complicate și costisitoare. Pentru eliminarea acestor neajunsuri legate de vibratorul electromagnetic, în cadrul încercărilor ulterioare de vibropresare, acesta a fost înlocuit cu un vibrator pneumatic cu inerție, lucrînd la presiunea de 5—6 atm. (turbovibrator). S-a renunțat la folosirea unui vibrator pneumatic cu berbec, întrucît zgomotul loviturilor produse de acesta este aproximativ la fel de supărător ca și zgomotul care se produce la îndesarea formelor prin scuturare. O vedere de ansamblu a vibratorului cu inerție folosit în cadrul încercărilor este dată schematic în fig. 1, unde cu 1 este notată carcasa turnată a vibratorului, 2 — rotorul cu contragreutate, 3 — orificiul de admisie a aerului și 4 — canalul de distribuție a aerului.

Vibratorul prezentat în fig. 1 asigură obținerea unor turații ale axului cu contragreutate pînă la 9.000—10.000 rot./min.

Încercările practice efectuate cu acest vibrator au arătat că turația rotorului care produce vibrații cu efect pozitiv asupra gradului de îndesare, în cazul mașinii de formare, pe care s-au efectuat încercările și a plăcii suport (intermediară între masa mașinii și placa port-model) în interiorul căreia s-a montat vibratorul, nu depășește aceste valori ea situîndu-se în general în limitele de 4000—5000 rot./min.

Turația rotorului vibratorului poate fi reglată prin modificarea secțiunii orificiului de admisie a aerului, respectiv a debitului de aer.

Pentru experimentarea vibratorului s-a executat o placă suport intermediară turnată din oțel, care să permită fixarea vibratorului în partea inferioară a acesteia în două poziții: A — cu axa rotorului vibratorului paralelă cu suprafața de separație a plăcii model; B — cu axa rotorului vibratorului, perpendiculară pe suprafața de separație a plăcii model.

În fig. 2 este dată schița plăcii suport intermediare cu găurile de fixare a vibratorului în cele două poziții, găurile din vedere permit fixarea vibratorului în poziția A, iar cele din secțiune în poziția B.

Încercările inițiale ale vibratorului s-au făcut pe o mașină tip 271 cu scuturare și presare, destinată îndesării formelor în rame de formare de dimensiuni $500 \times 425 \times 150$ mm la presiuni specifice de presare reduse, în final vibratorul fiind încercat și pe o mașină de construcție specială, dată schematic în fig. 11, care permite îndesarea formelor la presiuni specifice ridicate.

Pentru a stabili poziția optimă a vibratorului (A sau B) s-au executat un număr de forme prin vibrare și vibropresare la presiunea specifică redusă, vibratorul avînd succesiv poziția de fixare pe placa model A și B.

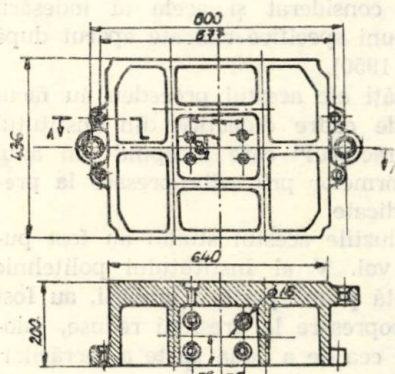


Fig. 2.

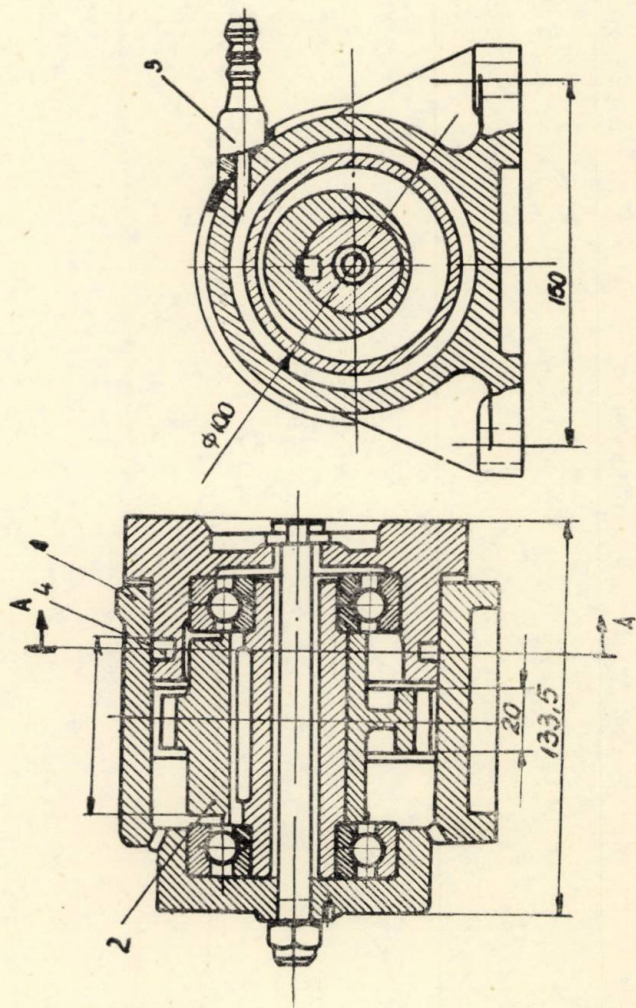
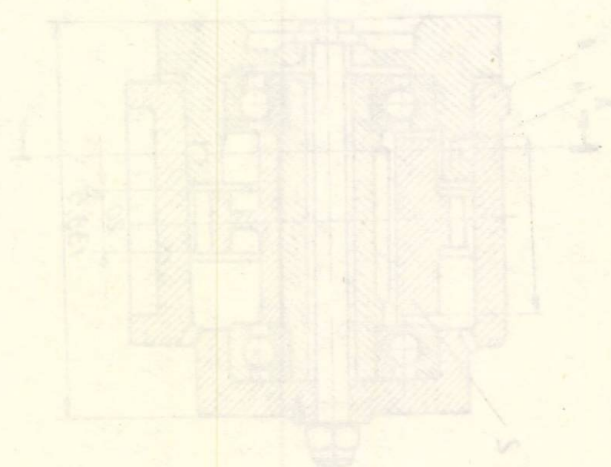
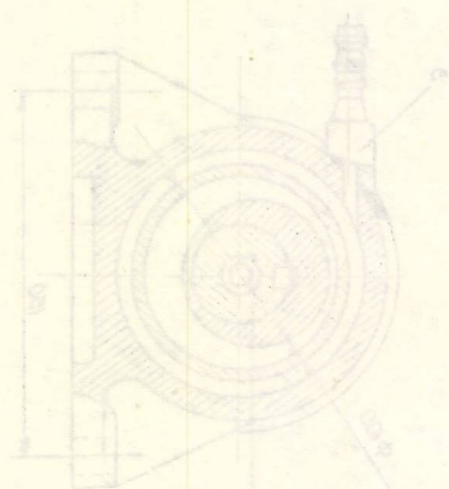


Fig. 1.



Pentru compararea rezultatelor obținute s-a măsurat gradul de îndesare a formei în planul de separație cu ajutorul aparatului Dietert, folosindu-se în acest scop un șablon care să permită măsurarea gradului de îndesare a formei pe cât posibil de fiecare dată în același loc.

Șablonul, precum și punctele în care s-a măsurat gradul de îndesare sînt date în fig. 3. Distanțele $AB = BP = AE = AC = AH = CM = 100$ mm, iar $AD = DK = AG = GN = AF = FL = AI = IO = 125$ mm.

Încercările de îndesarea formelor prin vibrație simplă fără presare, nu au condus la rezultate satisfăcătoare, gradul de îndesare situîndu-se mult sub limitele admise de procesul tehnologic, chiar și în centrul formei.

Variația gradului de îndesare la suprafața formei îndesate prin vibropresare la presiuni reduse în cazul cînd vibratorul a fost montat în poziția A este dată în fig. 4, iar pentru cazul cînd vibratorul a fost în poziția B, în fig. 5.

Făcînd o analiză comparativă a rezultatelor expuse în fig. 4 și 5 se poate afirma că : gradul de îndesare în apropierea pereților ramei de formare este mai redus în comparație cu centrul formei, indiferent de poziția vibratorului, dar mai

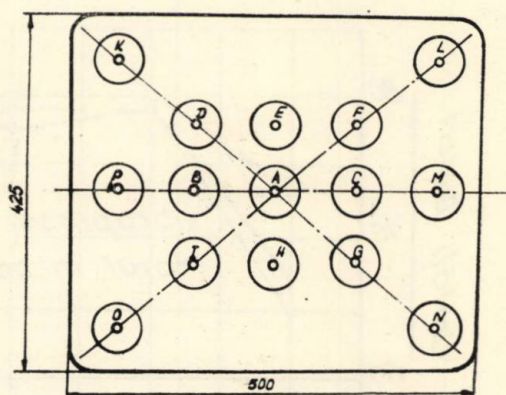


Fig. 3.

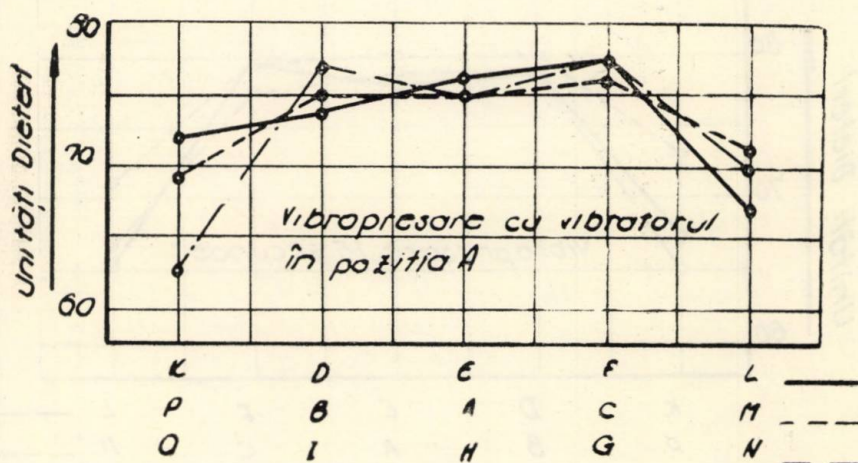


Fig. 4.

ridicat decît în cazul îndesării prin presare fig. 7, sau prin scuturare completată cu presare fig. 8. Gradul de îndesare înregistrează o creștere substanțială în general și, în special, în centrul formei, atunci cînd vibratorul s-a montat în poziția B.

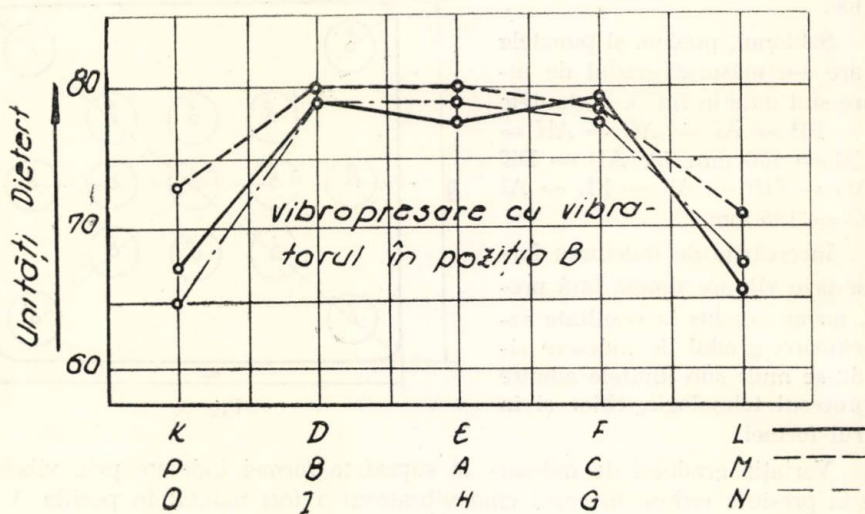


Fig. 5.

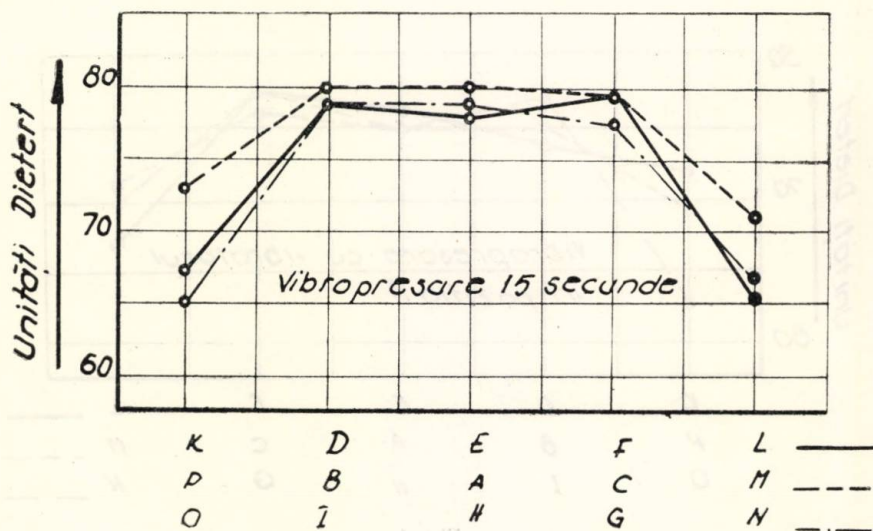


Fig. 6.

Rezultă deci, că poziția optimă a vibratorului în timpul vibropresării este poziția B, adică vibratorul cu axa de rotație perpendiculară pe suprafața de separație a plăcii model.

Timpul optim de vibrare s-a determinat executînd o serie de forme prin vibropresare cu vibratorul în poziția B, variînd timpul de vibrare în limitele de 5—60 sec. și urmărind efectul creșterii duratei de vibrare asupra gradului de îndesare al formelor.

S-a constatat în acest caz că gradul de îndesare nu crește pe măsura creșterii duratei de vibropresare, el fiind optim în cazul unei durate de 15—20 secunde, peste care diferența dintre centru și extremitatea formei nu se reduce.

În fig. 6 se prezintă variația gradului de îndesare măsurat pe o formă, îndesată prin vibropresare cînd durata vibrării a fost de 15 secunde.

În literatura de specialitate se indică ca durată optimă a vibropresării timpul de 8—10 sec. [7]. În cazul de față ținînd seama de faptul că se lucrează cu un vibrator pneumatic cu inerție creșterea duratei de vibrare de la 8—10 secunde la 15—20 secunde este justificată de timpul inițial de punere în funcțiune a vibratorului și atingerea turației care să producă vibrații cu efect pozitiv asupra gradului de îndesare.

Creșterea exagerată a duratei de vibrare nu conduce la o creștere corespunzătoare a gradului de îndesare, datorită faptului că acesta se stabilizează practic după o durată de vibropresare de 15—20 secunde. Continuarea vibropresării peste această durată nu este justificată din punct de vedere al creșterii gradului de îndesare și nici din punct de vedere al productivității muncii, ba chiar mai mult, poate conduce la apariția unor fisuri în formă sau la afinarea amestecului în partea superioară a acesteia.

În timpul experimentărilor s-a urmărit eficacitatea vibropresării în comparație cu două metode clasice de îndesare mecanică a formelor și anume: îndesarea prin presare simplă și îndesarea prin scuturare completată cu presare.

Pentru comparație s-au executat forme prin presare simplă la presiune redusă și forme îndesate prin scuturare (40 scuturări) completată cu presare la presiune redusă, rezultatele fiind redată în fig. 7—8.

Comparînd rezultatele prezentate în fig. 7 și 8 cu cele din fig. 6 (vibropresare), se desprind clar avantajele îndesării prin vibropresare față de îndesarea prin presare simplă sau prin scuturare completată cu presare. Îndesarea formelor prin vibropresare asigură un grad de îndesare mai ridicat (82 unități Dietert, față de 78 unități Dietert cît s-a obținut la îndesarea prin presare simplă sau prin scuturare completată cu presare).

Îndesarea prin vibropresare produce o creștere sensibilă a gradului de îndesare lîngă pereții ramei de formare, valorile minime fiind de 65 unități Dietert, față de îndesarea prin presare simplă (sau scuturare plus presare) unde acestea sînt de 57 unități Dietert, obținîndu-se astfel omogenizarea gradului de îndesare în formă.

Îndesarea formelor prin vibropresare la presiuni joase, prezintă o serie de avantaje față de procedeele de îndesare a formelor prin presare sau prin scuturare completată cu presare, dar nu elimină complet principalul dezavantaj al acestei metode de îndesare și anume: grad de îndesare redus și diferit în diferitele părți ale formei, cauză a multor defecte la piesele turnate.

Gradul de îndesare redus în special lîngă pereții ramei de formare conduce la scăderea proprietăților mecanice ale formelor, permite deformarea

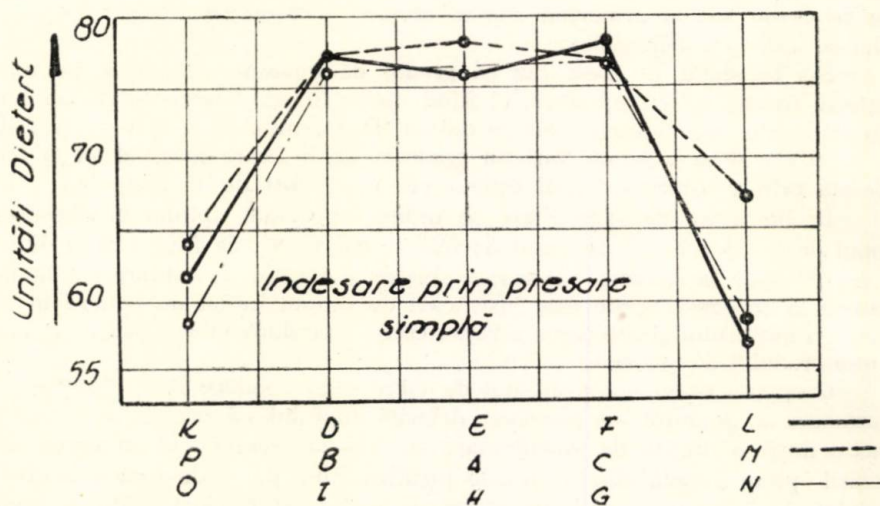


Fig. 7.

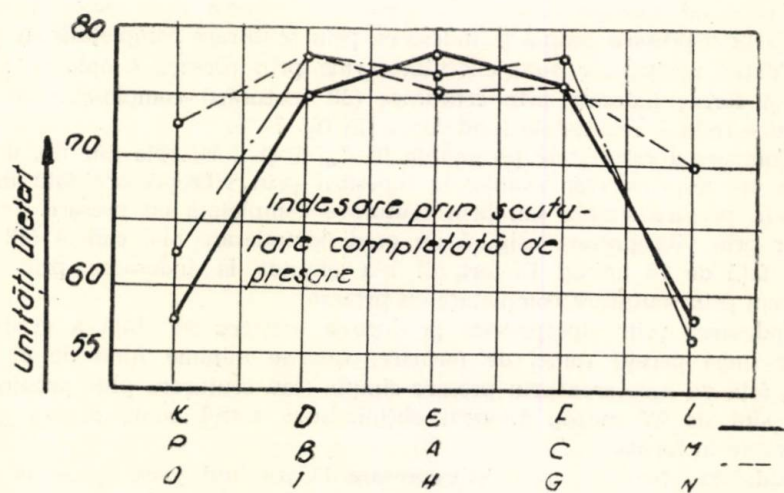


Fig. 8.

acestora în timpul manipulărilor înainte de turnare, sau în timpul turnării sub acțiunea presiunii metalului lichid, fiind sursa unor defecte destul de frecvente în turnătorie.

Consultând publicațiile din ultimii ani s-a ajuns la concluzia ca îndesarea formelor prin presare la presiuni specifice ridicate ar putea soluționa într-o măsură mai mare problema omogenizării gradului de îndesare în diferite puncte ale forme.

Îndesarea formelor prin presare la presiuni ridicate, presupune acționarea asupra amestecului de formare cu presiuni de ordinul a 25—30 kgf/cm², față de 3—4 kgf/cm², presiune cu care se execută formele prin presare sau scuturare completată cu presare la presiuni specifice reduse.

Pentru realizarea unor asemenea presiuni ridicate chiar în cazul formelor mici (500×425×100 mm) sînt necesare forțe de ordinul a 50—70 de tone.

Mașinile obișnuite de formare acționate cu aer comprimat la presiunea din rețea de 5—7 atm. nu pot realiza asemenea presiuni ridicate și nici nu ar rezista la solicitările care ar apărea în diferite organe ale mașinii în timpul lucrului. De asemenea în turnătoriile noastre pînă în prezent nu sînt utilizate mașini de formare care ar putea realiza asemenea presiuni ridicate. De aici a apărut necesitatea proiectării și executării unei mașini de formare care să permită obținerea unor presiuni specifice de presare ridicate.

Pentru obținerea unor rezultate comparabile cu încercările anterioare de îndesare prin presare simplă, scuturare completată cu presare și vibropresare la presiuni joase, la proiectarea mașinii s-a plecat de la dimensiunea ramelor de formare, care s-au utilizat și la încercările anterioare 500×425×150 mm.

Pentru a ușura execuția mașinii proiectate s-au folosit elemente normalizate de la Uzina „Tractorul” Brașov și anume: cilindrul ridicătorului

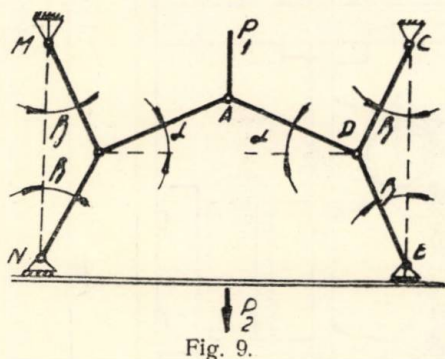


Fig. 9.

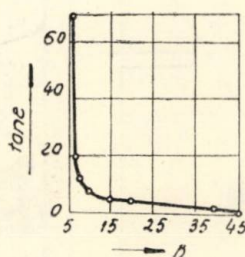


Fig. 10.

hidraulic, împreună cu pompa H 3—0,1 de tip F 3—PR 40/100 și distribuitorul hidraulic D3-0,1 de la tractorul U-650, acționat de un motor electric de 4 kW, la 1000 rot./min.

Cilindrul ridicătorului hidraulic lucrează la presiuni de 100 atm., dezvoltând o forță de 7800 kgf. (P_1).

Pentru a obține în final la placa de presare o forță (P_2) de 63,750 kgf (adică 30 kgf/cm²) s-a folosit un mecanism de multiplicare cu pîrghii, redat schematic în fig. 9 [7].

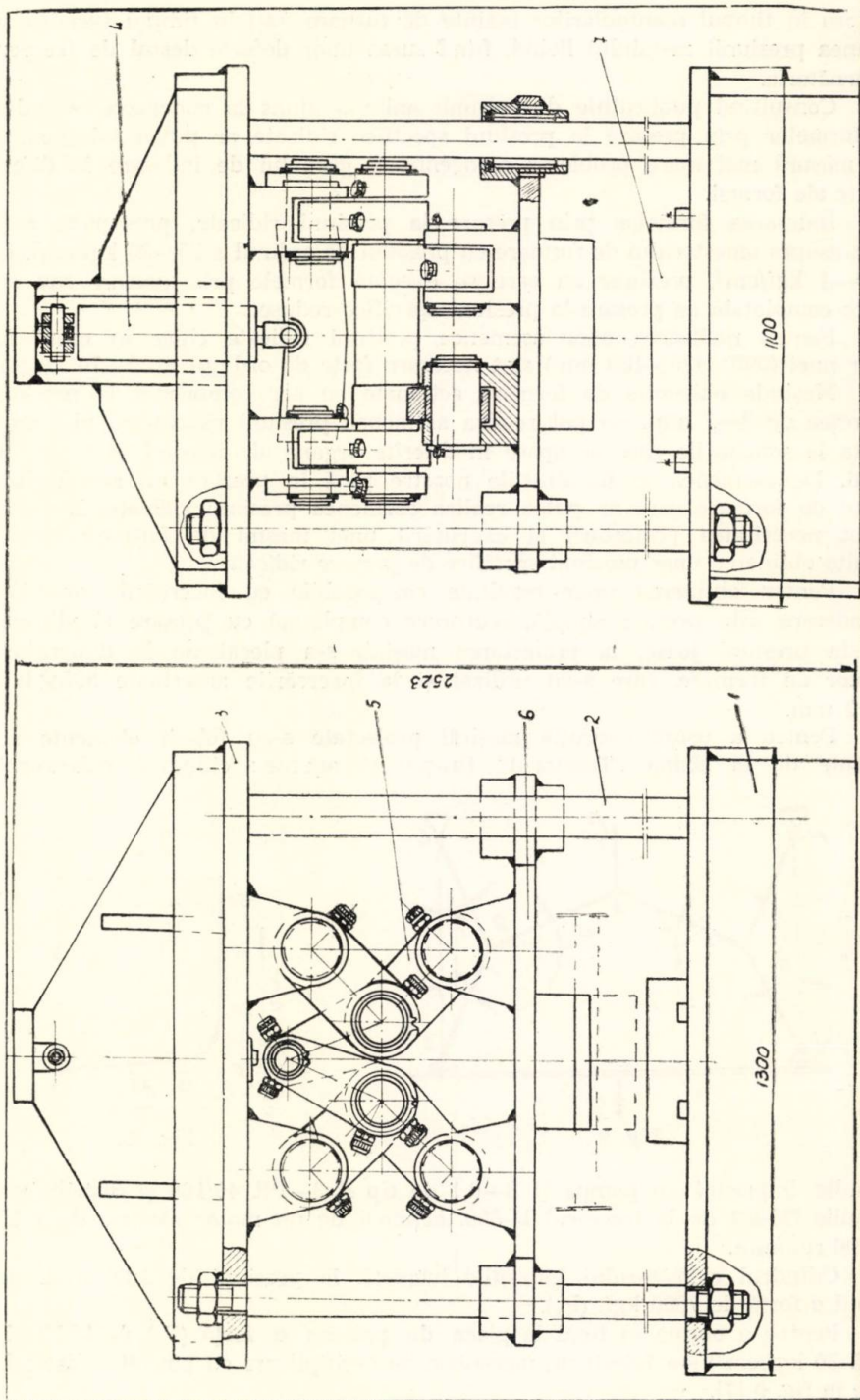


Fig. 11.

Mecanismul proiectat are barele articulate cu dimensiuni egale: $AB = AD = BM = BN = DC = DE = 200$ mm și $MC = NE = 460$ mm.

La sfârșitul cursei de presare unghiul $\alpha = 12^\circ$, iar $\beta = 10^\circ$.

Variația forței de presare (P_2) în funcție de unghiul β este redată în fig. 10 [4].

În fig. 11 se prezintă o vedere de ansamblu a mașinii proiectată la Institutul politehnic Brașov și construită la Uzina „Tractorul”, cu ajutorul căreia s-au efectuat încercările de îndesare prin presare și vibropresare la presiuni specifice ridicate. Mașina se compune din: placă de bază 1, coloanele de susținere 2, placa superioară 3, cilindrul hidraulic 4, mecanismul de multiplicarea forței 5, placa de presare 6, placă suport intermediară 7, pe care se fixează placa model.

Pentru a stabili efectul presiunilor ridicate asupra gradului de îndesare al amestecului, s-au executat mai multe forme prin acest procedeu, urmărindu-se variația gradului de îndesare la suprafața de separație a formei, măsurat în aceleași puncte ca și în cazul încercărilor anterioare.

S-au executat un număr de forme, modificându-se timpul de presare în limitele de 5—15 sec. În fig. 12 sînt expuse rezultatele obținute la îndesarea prin presare la presiuni specifice ridicate pentru o durată de presare de 5 sec.

Analizînd rezultatele obținute în cadrul acestor încercări se poate constata că, la îndesarea prin presare la presiuni specifice ridicate în formă are loc o creștere accentuată a gradului de îndesare (comparativ cu îndesarea la presiuni reduse) inclusiv la marginile și colțurile acesteia. De asemenea, în formă are loc o omogenizare a gradului de îndesare a amestecului (o reducere apreciabilă a diferenței dintre valoarea gradului de îndesare din centrul formei și părțile extreme ale acesteia).

Creșterea duratei de îndesare prin presare la presiuni ridicate, nu are efect asupra valorii gradului de îndesare, îndesarea realizîndu-se de fapt în prima perioadă a presării.

Pentru a analiza efectul vibrațiilor asupra gradului de îndesare a amestecului din forma îndesată prin vibropresare la presiuni specifice ridicate, s-au executat mai multe forme folosind același vibrator și aceeași placă intermediară (fig. 2) ca și la încercările anterioare de vibropresare la presiuni reduse.

Comparativ cu îndesarea prin presare simplă la presiuni ridicate și în acest caz s-au executat forme cu timpi de vibropresare diferiți: 5 secunde, 10 secunde, 15 secunde etc.

În fig. 13, 14 și 15 sînt redade rezultatele măsurătorilor efectuate cu aparatul Dietert, în punctele stabilite la primele încercări (fig. 3).

Din cele expuse în fig. 13, 14 și 15 rezultă că vibropresarea la presiuni ridicate, în comparație cu presarea simplă la presiuni ridicate, nu conduce la o creștere sensibilă a gradului de îndesare, (care să justifice utilizarea practică a acestui procedeu de îndesare) sau la omogenizarea mai accentuată a acestuia

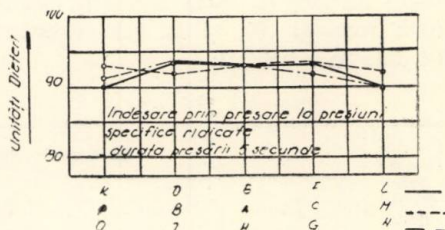


Fig. 12.

în toate punctele din formă, nici chiar în cazul unei creșteri excesive a duratei de vibrație.

Fenomenul este explicabil, deoarece la presiuni specifice ridicate scade mobilitatea granulelor de nisip din amestec și normal apare imposibilitatea unei reasezări a lor una față de alta și în final scade efectul propriu-zis al vibrării asupra gradului de îndesare.

Ținând cont de aceste concluzii la încercările următoare de îndesare a formelor la presiuni specifice ridicate s-a renunțat la vibrarea formelor, folosind numai îndesarea prin presare (la presiuni ridicate) procedeu care se apreciază a fi suficient de eficient pentru a obține o îndesare omogenă și corespunzătoare condițiilor tehnologice de turnare, mult superioară procedeelor obișnuite.

Pentru a studia influența îndesării formelor prin presare la presiuni ridicate asupra preciziei dimensionale și a calității suprafeței pieselor turnate, s-au executat un număr de forme cu același model (expus în fig. 16) prin diverse procedee de formare.

După turnare și dezbatere, piesele au fost măsurate, pentru a se putea stabili precizia dimensională și calitatea suprafeței acestora.

Dimensiunile comparative ale modelului și media cotelor măsurate la piesele turnate în cazul formării mecanice (a), la piesele turnate în forme executate manual (b), și la cele executate prin presare la presiuni ridicate (c) sînt date în tabelul 1.

Tabelul 1

Piese turnate prin proce- deu	Cota modelului și a pieselor după turnare					
	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	h	H
Model	181,3	105,7	85,7	64,3	10,7	31,8
a	180,13	105,56	84,68	62,80	11,25	32,14
b	180,59	106,26	84,00	62,10	12,10	33,18
c	179,87	105,43	84,84	63,24	11,00	31,97

Pentru efectuarea încercărilor în toate cazurile cît și pentru turnarea probelor, s-a utilizat un amestec de formare unic avînd următoarea compoziție: nisip nou 80%, amestec utilizat 91%, bentonită 10% avînd o umiditate de 4—4,5%.

De remarcat că la îndesarea formelor la presiuni specifice ridicate se pot utiliza amestecuri de formare cu umiditate mult mai redusă mai ales cînd acestea conțin și un element stabilizator de umiditate ceea ce este foarte avantajos din punct de vedere al calității pieselor turnate.

În final pe baza datelor practice obținute se poate afirma că :

— Vibrarea formelor în timpul îndesării are efect apreciabil asupra creșterii gradului de îndesare, în cazul îndesării formelor prin presare simplă sau presare plus scuturare la presiuni specifice joase.

— Vibratorul pneumatic utilizat în cadrul încercărilor cu unele perfecționări ar putea fi utilizat cu succes la îndesarea formelor prin vibropresare

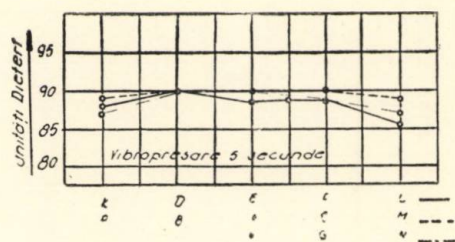


Fig. 13.

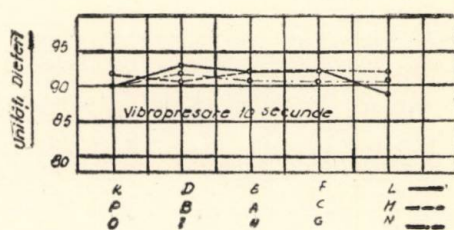


Fig. 14.

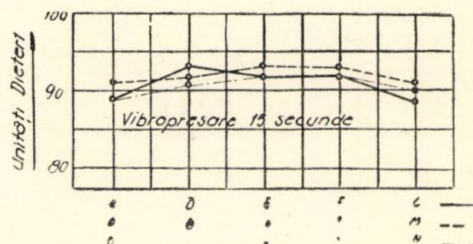


Fig. 15.

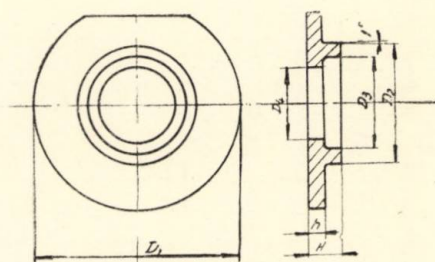


Fig. 16.

la presiuni reduse. Mai mult, pentru îndesarea formelor de dimensiuni $500 \times 425 \times 100 \dots 150$ mm, operația de scuturare ar putea fi înlocuită cu vibrație, simplificând în acest fel construcția mașinilor actuale de formare (MF 11) și eliminând zgomotul și trepidațiile produse în timpul scuturării.

— În cazul îndesării formelor la presiuni specifice ridicate combinarea îndesării prin presare cu vibrație, nu conduce la o creștere simțitoare și omogenizarea gradului de îndesare, comparativ cu îndesarea prin presare simplă la presiuni ridicate, fapt pentru care nu se recomandă combinarea operației de îndesare a formelor la presiuni ridicate cu vibrație.

Îndesarea prin presare simplă la presiuni ridicate, permite obținerea unor piese cu precizie dimensională ridicată și cu calități superioare ale suprafeței.

În concluzie considerăm că pe baza rezultatelor obținute se poate trece în continuare la proiectarea și construirea sau reconstruirea unor mașini de formare, care să lucreze prin presare la presiune specifică ridicată, această propunere fiind în concordanță cu orientarea generală pe plan mondial în ceea ce privește construcția utilajelor pentru îndesarea amestecurilor de formare.

În încheiere dorim să exprimăm mulțumirile noastre colectivului de la Uzina „Tractorul”-Brașov care ne-a dat posibilitatea să efectuăm acest studiu, tov. dr. ing. Deutsch Ioan și tov. ing. Neamțu Tudor de la catedra de Rezistența metalelor din Institutul politehnic Brașov, care ne-au acordat un sprijin deosebit în dimensionarea organelor mașinii de formare.

Summary

In the work there are presented the practical results and the conclusions referring to mould stamping by vibro-pressing at reduced specific pressures (up to 4 kgf/cm^2).

To obtain the vibrations, there has been utilized a pneumatic inertia vibrator and for obtaining the high specific pressures has been designed and manufactured an adequate machine, for frames with dimensions $500 \times 420 \times 150$ mm. On base of the results the conclusion was reached that this is of practical applicability in the field of manufacturing and selecting the equipment for mould stamping in foundries.

Резюме

В этой работе изложены некоторые практические результаты и выводы, относительные к набивке форм методом вибро — прессования при малых удельных давлениях (до 4 Kg/cm^2) и высоких удельных давлениях (выше 10 Kg/cm^2).

Для получения вибраций, употребился пневматический вибратор с инерцией, а для получения высоких удельных давлений, проектировалась и построилась соответствующая машина, для рам в размерах $500 \times 420 \times 150$ мм.

На основе результатов пришли к выводам с практическими отображениями в области конструкций, и выбора оборудования для набивки форм в литейном производстве.

Bibliografie

1. CAZACU IULIAN și colectivul : *Contribuții la studiul îndesării formelor prin vibro-presare*. Lucrări științifice vol. V, seria Mecanică, I. P. Brașov 1962.
 2. P. N. AXENOV : *Unele probleme ale teoriei mașinilor pentru turnătorie* — Mașghiz, Moscova 1962.
 3. N. I. PRISTUPLINK : *Întrebuințarea vibrații combinate cu îndesarea prin presare a formelor*. Liteinoe proizvodstvo nr. 11/1963, p. 5—9.
 4. SIROKY IRI : *Silevarenstvi* nr. 11/1962, p. 412—421.
 5. x x x *Prezglad Odlawniotwa* nr. 5/1966, p. 177—179.
 6. CAZACU IULIAN : *Utilaje de turnătorie*. E. D. București, 1963.
 7. B. K. SVIATKIN : *Pressovanie liteinii form pod visokim davleniem*-Mașghiz 1962.
 8. x x x *Gieesserei* 54, februarie 1967, pag. 94—96.
 9. S. K. KOTOVIK, B. K. SVEATKIN : *Liteinoe Proizvodstvo* nr. 3/1964, pag. 31—34.
-

CONSIDERAȚII ASUPRA UNEI TEORII UNITARE A PROCESELOR FIZICE CARE AU LOC LA CĂLIREA ALIAJELOR FEROASE ȘI NEFEROASE*

C. WANYOREK

Raționind în general [1], se poate spune că transformările sistemelor termodinamice metalografice se reduc la trecerea de la o stare de echilibru inițială, caracterizată printr-o anumită temperatură T_1 , o anumită structură S_1 și un anumit conținut de energie E_1 — la o stare de echilibru finală, caracterizată, la fel, prin valori anumite ale acestor parametri și anume temperatura T_2 , structura S_2 și conținutul de energie E_2 .

Pentru efectuarea transformărilor de structură impuse de realizarea trecerii de la starea inițială la starea finală, este nevoie de un anumit consum de energie, necesar pentru deplasarea atomilor, din poziția inițială, în poziția finală, învingându-se toate rezistențele, interne și externe, care se opun acestei transformări. În cazul cînd starea finală este o stare de echilibru, cantitatea

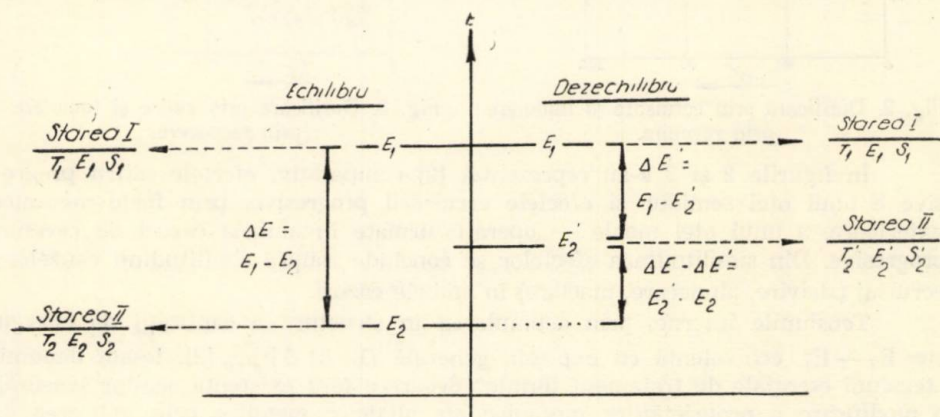


Fig. 1. Schema potențialelor de transformare cu stare finală de echilibru respectiv de dezechilibru.

* Comunicare prezentată la a VII-a sesiune științifică a Institutului de Cercetări Metalurgice-București, 19—21 ianuarie 1967.

de energie consumată în acest scop este egală cu diferența dintre conținuturile de energie — la echilibru — ale stărilor inițială și finală :

$$\Delta E = E_1 - E_2 \quad (1)$$

Dacă — cum se întâmplă în cazul călirii — starea finală nu este o stare de echilibru, ci o stare intermediară, de tranziție, o stare de dezechilibru, caracterizată prin temperatura T'_2 structura intermediară S'_2 și conținutul de energie E'_2 , mai mare decât E_2 — înseamnă că pentru realizarea acestei stări intermediare nu s-a mai consumat întreaga diferență de energie $\Delta E = E_1 - E_2$, ci doar o parte din ea, egală cu

$$\Delta E' = E_1 - E'_2 \quad (2)$$

Diferența

$$\Delta E - \Delta E' = E'_2 - E_2 = e \quad (3)$$

reprezintă o energie rămasă acumulată în masa aliajului sub forma potențială a unor forțe interne de natură mecanică, elastică, chimică — tensiuni interne care au drept rezultat principal modificarea proprietăților aliajului prin ecruisarea masei de bază, ceea ce se manifestă macroscopic prin creșterea rezistenței, a durității și a fragilității.

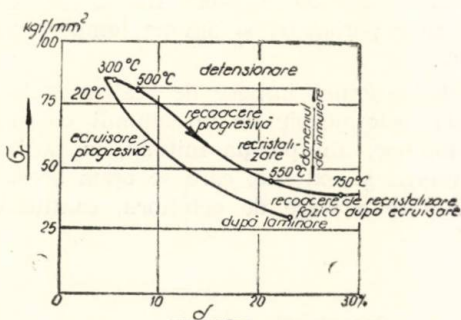


Fig. 2. Durificare prin ecruisare și înmuiere prin revenire.

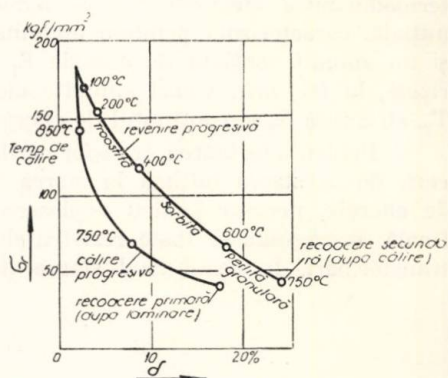


Fig. 3. Durificare prin călire și înmuiere prin recoacere.

În figurile 2 și 3 s-au reprezentat [2] comparativ, efectele călirii progresive a unui oțel semidur și efectele ecruisării progresive, prin forțe mecanice exterioare, a unui oțel moale — operații urmate în ambele cazuri de reveniri progresive. Din similitudinea efectelor se conchide asupra similitudinii cauzelor : ecruisaj (strivire, alunecare, maclare) în ambele cazuri.

Tensiunile interne, prin acumularea în structură a cantității de energie $e = E'_2 - E_2$, echivalentă cu expresia generală $(1-k) \Delta F_{a-p}$ [2], le-am denumit „tensiuni esențiale de tratament termic” deoarece fără existența acestor tensiuni, o modificare a proprietăților mecanice ale aliajelor metalice prin aplicarea de tratamente termice, nu este posibilă.

Mecanismul fizic predominant de generare al acestor tensiuni esențiale de tratament termic — același pentru toate genurile de aliaje feroase și neferoase, și indiferent de tipurile diagramelor de echilibru ale sistemelor de aliaje respective este, după părerea noastră [9], următorul :

Compuși definiți sau, mai general, fazele care prezintă solubilitate variabilă în masa metalică de bază, în funcție de variația temperaturii, au proprietatea de a poseda un volum specific mai mare în stare cristalizată independent (ca cementită, ca Al_2Cu , ca Mg_2Si , etc.) decât în stare dizolvată (disociată) [4] când atomii compuşilor, respectiv ai fazelor, puși în libertate prin desfacerea legăturilor chimice care îi mențin la distanțe rigide, utilizează mai complet spațiile libere dintre atomii rețelei de bază, decât este posibil atunci când compusul sau faza apare în structura aliajului cu individualitatea sa cristalografică proprie [5]. În consecință, la răcirea lentă a soluției solide saturate, compusul definit etc. se precipită, cu mărire de volum specific, dislocând rețeaua metalului de bază, care, la temperatura ridicată a procesului, este perfect plastică și capabilă să cedeze, astfel încât la finele procesului rețeaua să se afle într-o stare de echilibru perfect, în timpul ce aliajul în ansamblul lui, se umflă, își mărește volumul.

La răcirea rapidă a soluției solide saturate, aceasta devine suprasaturată prin subrăcire, iar ieșirea din soluția solidă a cristalelor de compus definit etc., se produce sub forma unei precipitări extrem de disperse, moleculare, la o temperatură suficient de joasă și în orice caz inferioară temperaturii de recristalizare după ecruisare, la care rețeaua metalului de bază nu mai posedă decât o plasticitate redusă dar în schimb o elasticitate ridicată. În aceste condiții, împingerea exercitată de compusul definit etc. nu se mai poate anula prin cedarea complet plastică a rețelei și umflarea consecutivă a aliajului, ci, de data aceasta, împingerea va fi echilibrată prin deformări elastico-plactice, ceea ce înseamnă că rețeaua suferă de fapt o ecruisare puternică, prin strivire, alunecare, maclare, de pe urma căreia rămâne încărcată cu tensiuni elastice importante — tensiunile esențiale de tratament termic — cauza creșterii proprietăților de rezistență, duritate și fragilitate și a scăderii rezervelor de plasticitate ale aliajului (a se vedea figura 4).

Separarea compusului definit etc. din soluție este favorizată de existența planelor de clivaj, a defectelor de rețea, după cum precipitarea conduce la deschiderea planelor de clivaj și la generarea defectelor, este deci un proces autocatalitic.

Este de remarcat, că formarea și prezența precipitatului se manifestă printr-o acțiune cu dublu efect: unul pasiv, datorat simplei lui prezențe, care frânează deformarea plastică a cristalelor de-a lungul planelor de clivaj, atunci când forțe exterioare tind să realizeze o astfel de deformare — și altul activ, prin împingerea exercitată pe precipitatul, de regulă mai dur, asupra rețelei înconjurătoare, de regulă mai moi, fără ca pentru aceasta să fie nevoie de intervenția unei forțe exterioare.

Alte cauze de durificare pot fi dilatările sau contracțiile termice sau transformările polimorfice însoțite de variații de volum specific. În ambele cazuri modificările dimensionale ale cristalelor sînt anizotrope, ceea ce în combinație cu incoherența (neparalelismul) rețelelor cristalelor (chiar dacă acestea sînt de același fel) care compun agregatul policristalin, determină apariția tensiunilor interne esențiale, cauzatoare ale unui anumit grad de ecruisare, dacă restul condițiilor (de temperatură) sînt favorabile.

Prin tratamentul termomecanic nu se realizează nimic altceva decât suprapunerea tensiunilor interne create prin deformarea plastică datorită cauzelor

mecanice exterioare, peste tensiunile interne esențiale de tratament termic, amplificându-se eficacitatea operațiilor prin însumarea efectelor. Eficacitatea deformărilor plastice efectuate în cadrul tratamentelor termomecanice la temperaturi egale sau chiar superioare temperaturii de recristalizare după ecruisare, se datorește inerției la recristalizare și menținerii de prea scurtă durată în domeniul respectiv, ceea ce împiedică producerea recristalizării și asigură menținerea într-o măsură suficientă pentru a fi sensibil, a efectului ecruisării.

La aliajele la care solubilitatea variază continuu, într-un interval de temperaturi, se realizează tipul de durificare gen duraluminu, cunoscut sub denumirile de durificare dispersă sau de durificare cu precipitare.

La aliajele la care solubilitatea variază brusc, la temperatură constantă, de tip eutectoid, cu precipitare explozivă, însoțită de o microfisurare intensivă, concomitent în toată masa aliajului, durificarea este de tip martensitic, deosebit de fragil, ca la oțeluri, la bronzurile de aluminiu și la alte aliaje din această categorie.

De fapt, procesul de călire și durificare este unitar în toate cazurile. Singura deosebire esențială constă în cinetica proceselor, care este mai lentă la tipul duraluminu, la care, datorită unei susceptibilități de călire (posibilități de subrăcire) mai mari, se realizează curent călirea „reală” la soluție solidă, moale — și mai rapidă la tipul eutectoid martensitic, la care se obține mai greu soluția solidă, după călire apărind de obicei direct stadiul al doilea, de durificare martensitică. În această cinetică a proceselor de durificare se reflectă cinetica precipitării la răcire lentă, în condiții de echilibru.

În cadrul acestor ipoteze asupra desfășurării proceselor de durificare prin călire, transformările polimorfice ale fierului joacă un rol negativ, de frinare a obținerii efectului de călire, prin aceea că transformarea gama-alfa se face cu mărirea de volum specific a rețelei de bază, factor care micșorează posibilitățile de ecruisare prin precipitarea compușilor definiți etc., însoțită de creșterea de volum specific a acestora. Transformarea gama-alfa are totuși o importanță deosebită în procesul de durificare prin călire, prin cuplarea acestei transformări cu modificarea solubilității carburii în fier, — iar ca factor determinant în realizarea micșorării grăuntelui real prin recristalizarea fazică și pentru influențarea proprietăților aliajelor pe această cale, transformările polimorfice nu au un echivalent și nu pot fi înlocuite prin alte transformări în stare solidă.

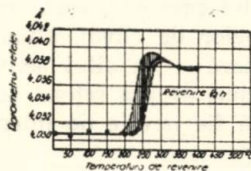
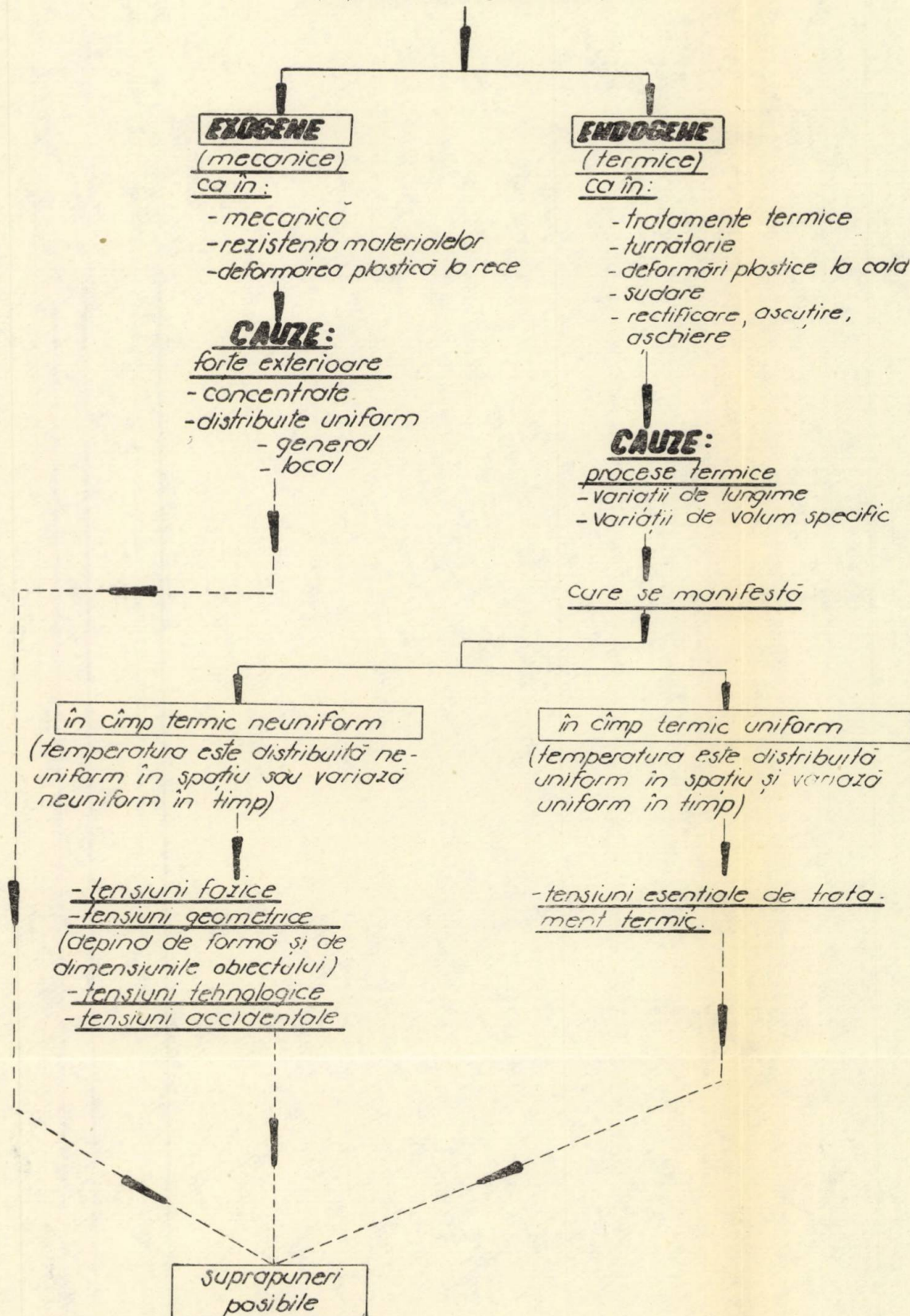


Fig. 4. Dilatarea (umflarea) rețelei soluției solide de 50% cupru în aluminiu în funcție de temperatura de îmbătrânire.

Aceeași unitate fenomenologică există bineînțeles și în mecanismul revenirii, respectiv al îmbătrânirii, procese care se desfășoară prin intermediul mai multor stadii de transformare care trec în mod continuu unul în altul. În timpul acestor procese de încălzire, rețeaua de bază suferă modificările de rigoare: dilatări termice, recăpătarea progresivă a proprietăților plastice, umflarea aliajului (vezi figura 4) dispariția progresivă a ecruisării, paralel cu coagularea progresivă a fazelor precipitate și cu scăderea durității, a fragilității și a rezistenței.

Diferențierea care totuși există între comportarea la revenire-îmbătrânire a aliajelor de tip duraluminu și a celor de tip eutectoid-martensitic, rezultă din deosebirile care există în cinetica desfășurării proceselor de călire, care fac

TENSIUNI INTERNE
(forțe reale care se aplică atomilor)



Schema de clasificare a tensiunilor interne.

ca îmbătrânirea de pildă, să aibă ca punct de plecare o soluție solidă moale — urmînd durificarea aliajului și apoi, la creșterea duratelor și a temperaturilor de îmbătrînire, coagularea precipitatului, înmuierea și umflarea progresivă a aliajului, pentru ca la depășirea temperaturii critice să se restabilească soluția solidă omogenă inițială. Spre deosebire de aceasta, revenirea pornește de la o structură deja durificată prin precipitare, urmînd apoi celelalte stadii ale transformării, coagularea, înmuierea, plasticizarea, umflarea etc. Deosebirea de cinetică, care se poate citi — sub formă indicativă — direct pe diagramele de echilibru ale diferitelor aliaje (variația continuă sau bruscă, mică sau mare a solubilității) determină deci comportarea caracteristică a aliajului la procesele de călire și de revenire-îmbătrînire fără ca fondul comun al proceselor, precipitarea, coagularea și redizolvarea în condiții determinate, să sufere modificări.

În întîmpinarea obiecțiilor care se pot ridica împotriva ipotezelor enunțate, trebuie precizat că însuși A. Guinier [6] arată că limita dimensională pentru identificarea unor cristale singulare mici, prin aplicarea metodelor radiocristalografice cu raze X este de 10 pînă la 100 Å, deci un cristal elementar de cemențită, avînd în cel mai bun caz dimensiunile [7] de cca. $4,5 \times 5,0 \times 6,7$ Å, nu mai poate fi decelat, deci faza de precipitare ultradispersă scapă controlului radiografic. În privința reversiunii aceasta a fost constatată de C. Krauss Jr. [8] la un oțel cu 35% Ni care, după răcire intensă la minus 195°C și reîncălzire rapidă la 450°C (superioară temperaturii Acl a acestui oțel) a trecut direct din martenită în austenită.

În ce privește tensiunile esențiale de tratament termic, acestea se deosebesc fundamental de restul tensiunilor termice, prin aceea că primele pot apare și în mod efectiv apar și în cîmp termic omogen, împrejurare care exclude posibilitatea apariției celorlalte specii de tensiuni termice: fizice, geometrice, tehnologice și accidentale — condiția pentru formarea acestora fiind tocmai existența unui cîmp termic neomogen, adică variația neuniformă în timp și distribuția neuniformă în spațiu a temperaturii în obiectul analizat (vezi schema de clasificare a tensiunilor interne).

Tensiunile termice fazice izvorăsc din decalajul, în timp și în spațiu, al transformărilor de fază — însoțite de regulă de variații ale volumelor specifice ale constituenților care suferă transformarea. Tensiunile termice (geometrice), derivă din neuniformitatea formei și a dimensiunilor obiectelor, care conduc la neuniformități ale distribuției temperaturii în corpul obiectului. Tensiunile termice tehnologice sînt cauzate de neuniformitatea încălzirii sau răcirii obiectelor în timpul aplicării proceselor tehnologice de tratament termic sau la răcirea pieselor turnate, la încălzirea sau răcirea pieselor deformate plastic la cald, la sudare și, în mod accesoriu, la rectificare, la ascuțire și la așchiere.

Concluzii

Structurile, stările de tranziție care se nasc la călirea aliajelor feroase, sorbita, troostita, bainita, martensita, sînt nestabile, animate de tendința de transformare, exprimată sub forma diferenței de energie $e = E'_2 - E_2$, mărime variabilă în timp.

Diferența de energie este înmagazinată în structura aliajelor călite ca tendință de transformare a structurii acestora și se manifestă fizic sub formă de tensiuni esențiale de tratament termic, al căror principal mecanism de declanșare este comun [9] tuturor tipurilor de aliaje călibile, feroase și neferoase, și constă în precipitarea compusului definit sau, mai general, a fazelor în exces, însoțită de o mărire de volum specific a acestuia dintr-o soluție solidă supra-saturată și devenită destul de rigidă deci ecruisabilă, datorită temperaturii (inferioare celei de recristalizare) la care are loc procesul subrăcit.

Există totuși deosebiri între mecanismul durificării prin călire și îmbătrânire, respectiv prin călire și revenire, și anume privitor la cinetica acestor procese, mai lentă în primul caz, mai accelerată în cel de-al doilea desfășurându-se într-un interval de temperaturi și progresiv, în aliajele de tip duraluminu, sau la temperatură constantă, brusc chiar exploziv, însoțit de o intensă microfisurare, la aliajele de tip eutectoid, care se călesc martensitic [9].

Résumé

On énonce une conception unitaire sur le mécanisme physique du durcissement par la trempe, commun à toutes les types d'alliages basée en principal sur l'écroutissage de la matrice métallique de l'alliage, par la précipitation, accompagnée d'un agrandissement du volume spécifique, de la phase en excès, qui sort de la solution solide saturée (par surrefroidissement au dessous de la température de recristallisation).

On montre en quoi consiste les étapes successives des cycles de transformation trempe-revenue, ou trempe-vieillessement.

On donne la définition des tensions essentielles de traitement thermique, indispensables pour obtenir l'effet de trempe et caractérisées par leur apparition au champ thermique homogène. On montre le lieu occupé par ces tensions dans la classification générale des tensions thermiques.

Резюме

Выражается унитарный взгляд о физическом механизме упрочнения закалки, общей для всех типов сплавов, основан в главном на наклёпе основной массы сплава, осаждением и ростом удельного объёма фазы в избытке пересыщенного твёрдого раствора, способом перехлаждения под температурой рекристаллизаций. Показывается цикл стадий изменений на закалке-отпуск, соответственно закалка — старение.

Выражаются эсенциальным напряжения тепловой обработке, необходимые получению эффекта закалки и характеризующиеся их явлением в однородном термическом поле. Показывается место занятое этим родом напряжений в генеральной классификации, внутренних термических напряжений.

Bibliografie

1. WANYOREK C.: *Teoria modului de lucru științific și utilitatea aplicării ei în industrie*. Construcția de mașini nr. 12/1966 și nr. 4/1967.

2. MIES O.: *Metallographie, Grundlagen und Anwendungen*, Berlin, J. Springer, 1937, p. 36—37.
 3. WANYOREK C.: *Unele observații asupra termodinamice transformărilor care au loc la călirea aliajelor feroase și neferoase*, București, revista Construcția de mașini nr. 7/1967.
 4. ROSTOȚEV S. T.: *Teoria proceselor metalurgice*. Ed. tehnică, București 1959, p. 391.
 5. x x x *Manua'lul chimistului*. Ed. AGIR, București 1948, vol. I partea III, p. 835.
 6. GUINIER A.: *Théorie et technique de la radiocristallographie*, E. Dunod, Paris 1964, p. 465.
 7. GULIAEV A. P.: *Metalurgie fizică*, Ed. tehnică, București 1954, p. 149.
 8. KRAUSS G. Jr.: *Fine structure of austenite produced by the reverse martensitic transformation*. Acta metallurgica nr. 6/1963, p. 499.
 9. WANYOREK C.: *Încercare de stabilire a unei teorii unitare a călirii aliajelor metalice feroase și neferoase*. Comunicare prezentată la a V-a sesiune științifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic Brașov, 10 mai 1959.
-

UNELE OBSERVAȚII ASUPRA TERMODINAMICEI TRANSFORMĂRILOR CARE AU LOC LA CĂLIREA ALIAJELOR FEROASE ȘI NEFEROASE*

C. WANYOREK

Cînd devine necesar ca în munca de cercetare sau în aplicații practice să se facă uz de o teorie, care exprimă o lege a naturii, va trebui să se arate clar și totodată să se respecte limitele de valabilitate ale acestei teorii, respectiv ale legii, altfel se riscă să se ajungă la concluzii eronate, deși aparența este de rigoare științifică [1].

Așa de pildă, încercarea de a se analiza procesul de transformare a austenitei în martensită cu ajutorul regulii fazelor [2] va trebui să conducă la concluzii contrare faptelor de observație: martensita nu se formează la temperatură constantă, cum greșit rezultă din aplicarea legii fazelor, ci într-un interval de temperaturi. Legea fazelor nu poate fi aplicată decît în condițiile în care ea a fost stabilită, adică în condițiile sistemelor și deci și ale fazelor aflate în stare de echilibru — ceea ce nu este cazul martensitei — care reprezintă o stare tipică de dezechilibru.

Tot în legătură cu procesul de formare a martensitei din austenită, se pune și problema dacă este îndreptățită reprezentarea variației energiei libere F_m a martensitei, așa cum s-a arătat în figura 1 [3], [4], [5], ca o funcție lineară a temperaturii:

Într-adevăr, variația energiei libere a unui sistem termodinamic [5], nu este altceva decît lucrul mecanic maxim pe care sistemul îl poate ceda mediului (sau primi de la mediu), evoluînd — în condiții de reversibilitate — între două stări extreme, care, evident, nu pot fi decît stări de echilibru. Valori definite ale variației energiei libere nu se pot deci exprima decît pentru anumite stări de echilibru față de alte stări de echilibru. Acesta nu este cazul marten-

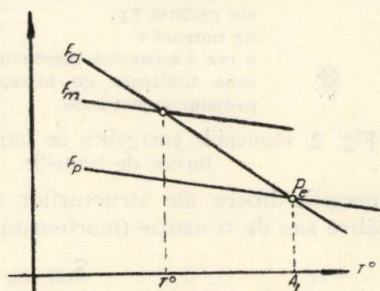
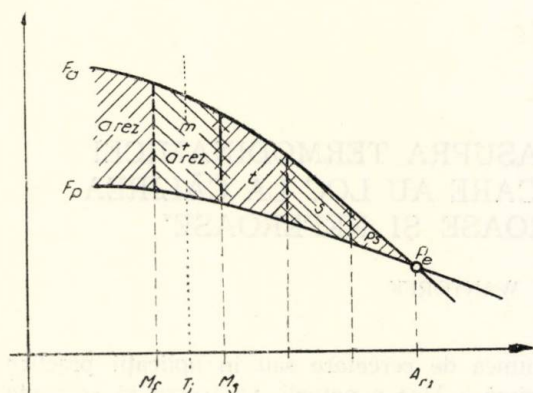


Fig. 1. Variația energiilor libere ale austenitei, perlită și martensitei.

* Lucrare prezentată la a VII-a sesiune științifică a Institutului de cercetări metalurgice din București, 19—21 ianuarie 1967.

sitei în raport cu austenita, dar este cazul pentru structura perlito-feritică (sau perlitică) față de cea austenitică, acestea reprezentând fiecare stări de echilibru. Martensita, ca structură tipică de dezechilibru, nu poate fi caracterizată printr-o anumită valoare fixă a energiei sale libere [4], [5], ci numai printr-un domeniu de valori posibile [4]. Deci figura 1 [3], [4], [5] nu poate fi acceptată fără discuție.



▣ Cîmpuri în care este posibilă formarea structurilor de tranziție (de dezechilibru): martensită m, troostită t, sorbită s, perlită sorbitică ps, care fac trecerea de la structura de echilibru la temperatura înaltă, austenita, la structura de echilibru la temperatura joasă, perlita, — valorile energiilor libere ale structurilor de tranziție fiind cuprinse în domenii situate între curbele care reprezintă variația cu temperatură a energiilor libere ale austenitei F_a și ale perlitiei F_p .

Se notează:

a rez = austenită reziduală.

▣ zone limitrofe de întrepătrundere a aspectelor structurale.

Fig. 2. Domeniile energetice de formare a structurilor de tranziție.

energiile libere ale structurilor de echilibru extreme, între care structurile de călire sau de tranziție (martensita, troostita, sorbita) fac trecerea:

$$S_{c\text{al} \cdot \text{izo}} = f[T_i, (\Delta F_{a-p})_{\text{izo}}] \quad (2)$$

Datorită calității de constituenți de echilibru pe care o au austenita și perlita — sau ferito-perlita — aceștia pot fi caracterizați — la fiecare temperatură definită a procesului — prin valori definite ale energiilor lor libere.

Variația valorii acestor energii libere, în funcție de temperatură, se poate reprezenta schematic (vezi fig. 2) sub forma a două ramuri de curbă, care se intersectează în punctul de echilibru P_e , corespunzător temperaturii de echilibru $T_e = A_{r1}$, la care austenita și perlita coexistă într-un echilibru izoterm-izobar.

În cîmpul cuprins între aceste ramuri de curbă și la stînga punctului de echilibru P_e (spre temperaturile joase, sub A_{r1}) vor fi situate punctele re-

Ni se pare, din contră, mai corect să se conceapă apariția diferitelor structuri de călire (sau de tranziție) — notate simbolic cu $S_{c\text{al} \cdot \text{izo}}$ care se formează din austenita mai mult sau mai puțin subrăcită, în condițiile transformării acesteia la temperatură constantă, ca o funcție a doi factori influenți și anume:

a) Un factor frînător

— nivelul de temperatură T_i , la care se produce formarea izotermă a respectivei structuri și,

b) Un factor motor

— diferența:

$$(\Delta F_{a-p})_{\text{izo}} = F_a(T_i) - F_p(T_i) \quad (1)$$

sau

$$(\Delta F_{a-fp})_{\text{izo}} = F_a(T_i) - F_{fp}(T_i) \quad (1')$$

care există, la temperatura T_i a procesului, între energiile libere $F_a(T_i)$ a austenitei și $F_p(T_i)$ a perlitiei sau $F_{fp}(T_i)$ a ferito-perlitiei adică a diferenței dintre

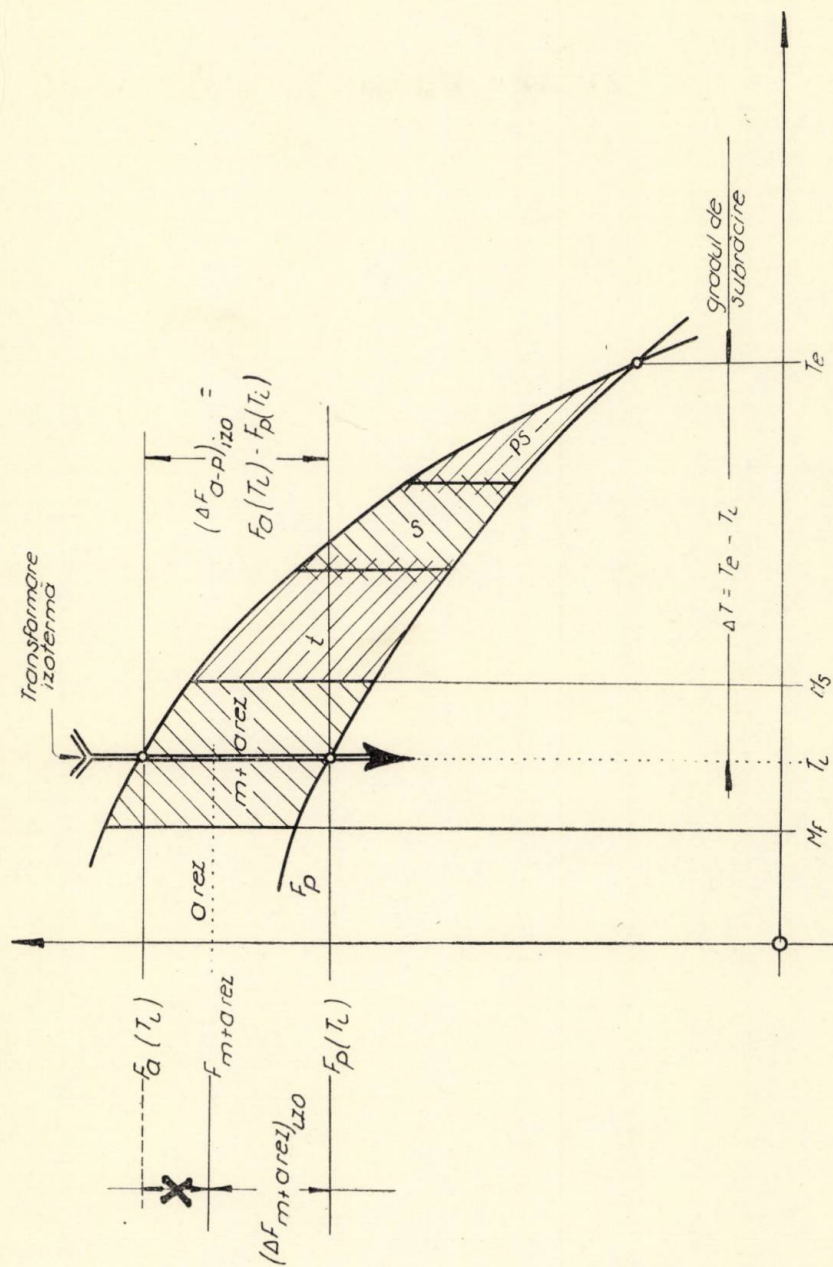


Fig. 3. Stările energetice la transformarea izotermă a austenitei.

Figure 10. A graph of the function $y = \sqrt{x}$ and its tangent line at the point $(1, 1)$.



prezentative ale valorilor *posibile* ale energiilor libere ale structurilor de tranziție: perlita-sorbitică ps, sorbita s, troostita t (sau bainita b) și martensita m, putînd ocupa fiecare cîte un domeniu de dispersie, marcat schematic în fig. 2. Temperaturi de demarcație între aceste domenii pot fi, în principiu, temperaturile care delimitează pe diagrama T-T-T de transformare izotermă a austenitei subrăcite, domeniile de structură corespunzătoare.

Din observarea figurii 2 mai rezultă că, paralel cu creșterea gradului de subrăcire a procesului (proporțional cu diferența $A_{r1}-T_1$) crește și intensitatea maximal posibilă a dezechilibrului [proporțional cu diferența $F_a(T_1)-F_p(T_1)$] între structura de călire și structura de echilibru la temperatura ordinară.

Cînd, prin accentuarea subrăcirii, temperatura procesului de transformare ajunge să scadă sub valoarea $T=M_s$, începe să se formeze martensita, (vezi figura 3).

Dacă printr-o răcire foarte rapidă se reușește să se realizeze o călire „reală” în sensul lui A. A. Bocivar, de pe urma căreia se obține la temperatura ordinară o austenită lipsită total de orice urmă de transformare — starea de dezechilibru a acesteia, potențialul ei de transformare, va fi maxim și egal cu

$$(\Delta F_{a-p})_{izo} = F_a(T_1) - F_p^*(T_1) \quad (3)$$

Dacă însă subrăcirea nu este totală, austenita se va transforma, într-o măsură mai mică sau mai mare, în produse caracterizate printr-un grad de dispersie al cementitei precipitate, mai mic sau mai mare, astfel încît din potențialul maxim $(\Delta F_{a-p})_{izo} = F_a(T_1) - F_p(T_1)$ o parte, notată cu X, a cărei mărime nu se poate preciza, deoarece este variabilă cu timpul, se va consuma pentru efectuarea acestor transformări.

Pentru concretizare se poate scrie

$$X = K_{izo} (\Delta F_{a-p})_{izo} \quad (4)$$

unde k_{izo} poate varia între valorile zero și unu, în funcție de gradul de transformare :

$$K_{izo} = 0 \text{ la } 1 \quad (5)$$

— Valoarea 1 cînd starea finală este o stare de echilibru (perlită sau ferito-perlită).

— Valoarea zero, cînd se realizează o călire „reală”, cu conservarea integrală a soluției solide, stabile la temperaturi înalte.

— Valori intermediare între zero și unu cînd se formează structurile de tranziție, martensita, troostita (bainita) sorbita.

S-ar putea încerca să se propună o expresie aproximativă a valorii lui k_{izo} de forma :

$$K_{izo} = \frac{100 - a_{rez}}{100}$$

în care a_{rez} reprezintă proporția procentuală în care austenita reziduală intră în compunerea structurii de călire. Acest procedeu ar fi însă greșit, deoarece în expresia de mai sus nu intră cantitățile de energie care intervin în proces.

În cazul cînd la cãlire începe sã se formeze martensită, pentru temperatura T_i este îndeplinitã condiția :

$$M_f < T_i < M_s$$

(vezi figura 3).

Punctul reprezentativ al potențialului de transformare conținut de amestecul format din austenită netransformată cu martensită, va fi situat undeva pe izoterma T_i , între punctele inițial a și final p, amplasate respectiv pe curbele de variație ale energiilor libere ale austenitei F_a și a perlitei F_p .

În aceste împrejurări, potențialul de transformare $\Delta F_{m+a rez}$ acumulat în structura de cãlire (martensita m + austenita reziduală a rez) va avea valoarea :

$$(\Delta F_{m+a rez})_{izo} = (\Delta F_{a-p})_{izo} - X = (1 - k_{izo})(\Delta F_{a-p})_{izo} \quad (5)$$

Cu cît subrãcirea

$$\Delta T_{izo} = T_e - T_i \quad (6)$$

este mai mare, cu atît mai puțin se poate consuma din diferența maximă de potențial $(\Delta F_{a-p})_{izo}$, cu atît mai mic va fi X, deci și k_{izo} va fi mic. În schimb, cu atît mai mare va fi energia potențială $(\Delta F_{m+a rez})_{izo}$ acumulată în structura de cãlire, sub forma de potențial de transformare al austenitei reziduale și sub forma de potențial de transformare al martensitei, acesta din urmă înmagazinat ca lucru mecanic de ecruisare a rețelei metalului de bază a aliajului [7], [8] ceea ce se manifestă prin binecunoscuta creștere a rezistenței, durității și fragilității după cãlire. Această stare de tensiune internă — esențială [8] pentru obținerea efectului de cãlire — imprimă martensitei o nestabilitate în timp, care nu permite precizarea energiei ei libere în funcție de temperatură, deși la un moment dat această energie liberă va avea o valoare anumită.

Valoarea lui K_{izo} variază între zero și unitate, pe măsură ce, cu trecerea timpului, se produc transformările prin care se obține tranziția de la starea de echilibru inițială austenitică, la starea de echilibru finală, perlitică sau ferito-perlitică.

În cazul unor transformări ale austenitei la răcire continuă, și acest proces se inițiază printr-o subrãcire

$$\Delta T_{cont} = T_e - T_1 \quad (7)$$

— mai mică decît cele întîlnite, de regulă, la transformările izoterme — o subrãcire reală și necesară pentru învingerea inerției la transformare a sistemului (incubația). Prin această subrãcire se declanșează energia de activare necesară trecerii sistemului peste pragul energetic.

În continuare punctul reprezentativ al transformărilor energetice se deplasează din punctul inițial c [avînd coordonatele : temperatura T_1 și energia liberă a austenitei la temperatura T_1 , egală cu $F_a(T_1)$] în punctul final d [avînd coordonatele : temperatura T_2 , și energia liberă a perlitei la temperatura T_2 egală cu $F_p(T_2)$].

La cãlire, diferența de potențial de transformare maximă posibilă la trecerea din c în d :

$$(\Delta F_{a-p})_{continuu} = F_a(T_1) - F_p(T_2) \quad (8)$$

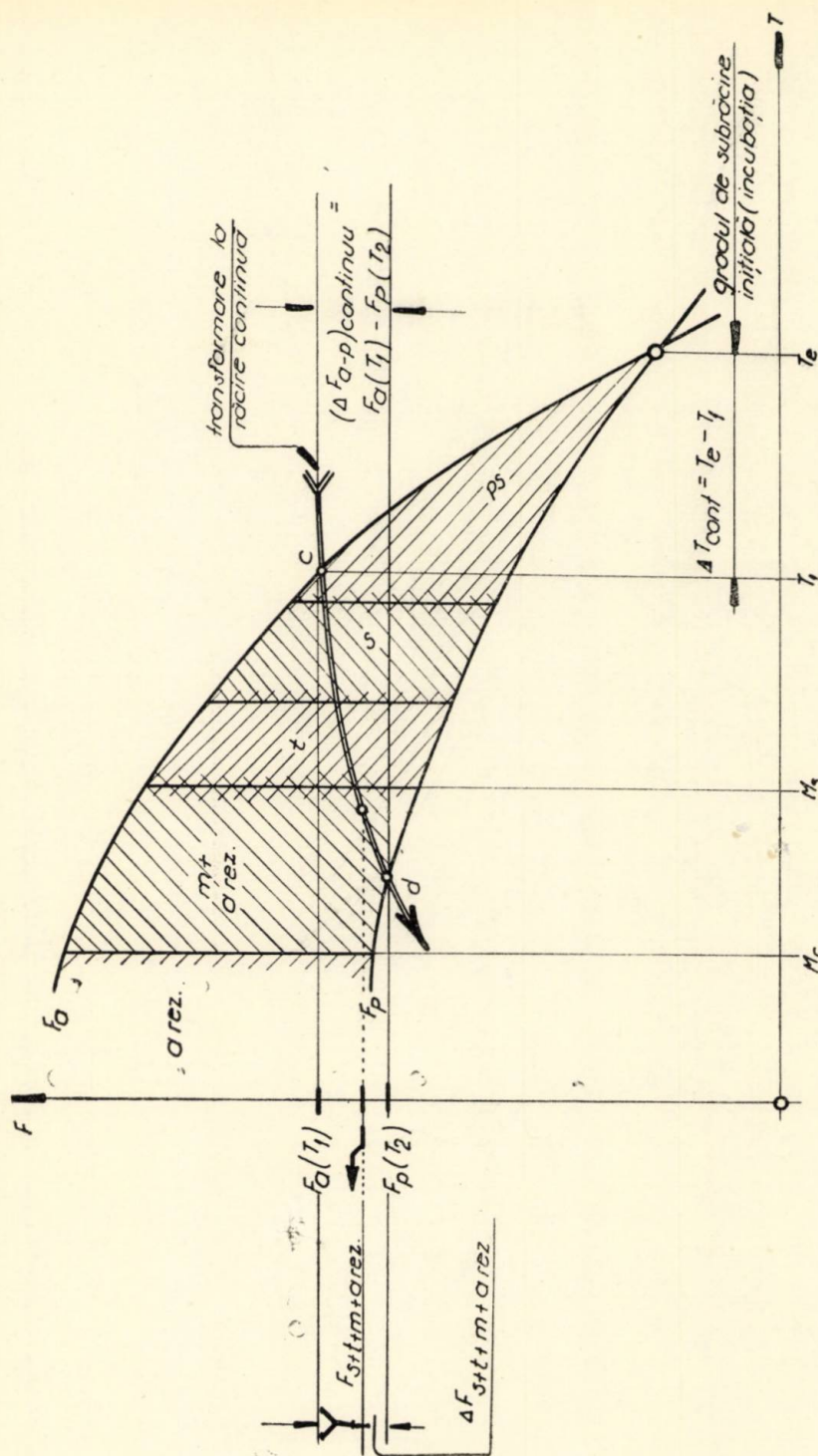


Fig. 4. Stările energetice la transformarea austenitei la răcire continuă.



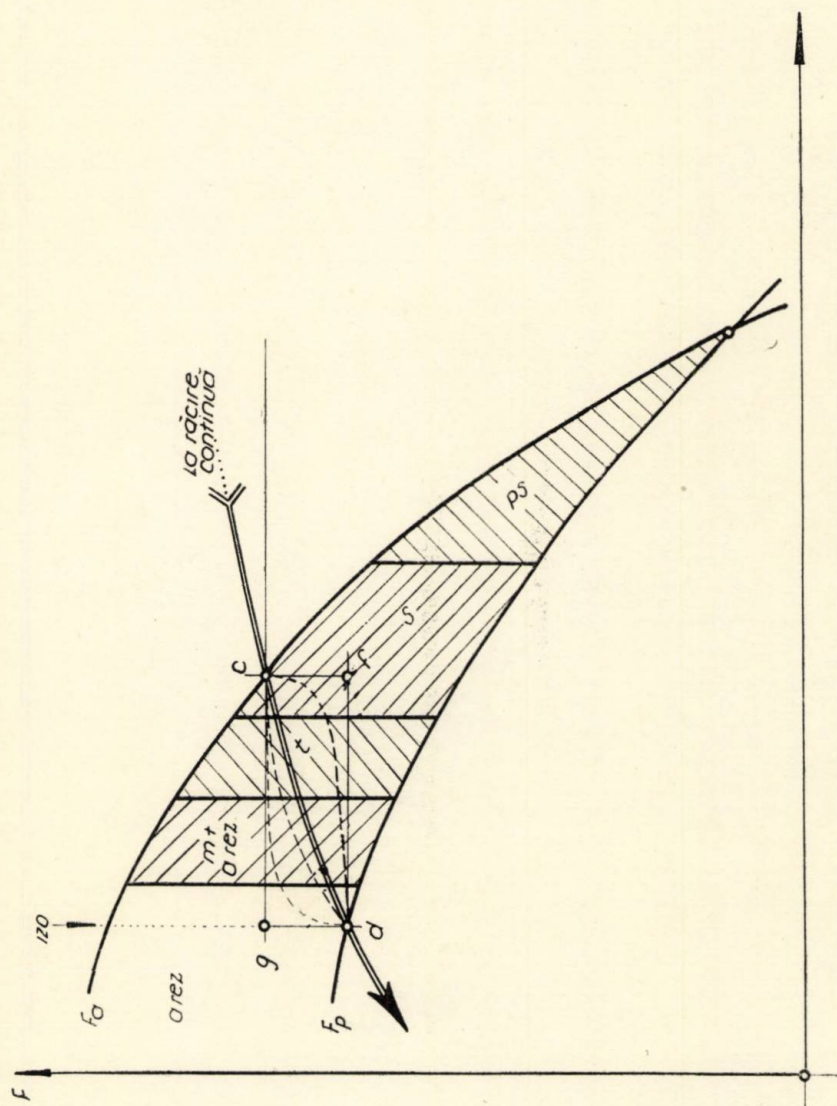
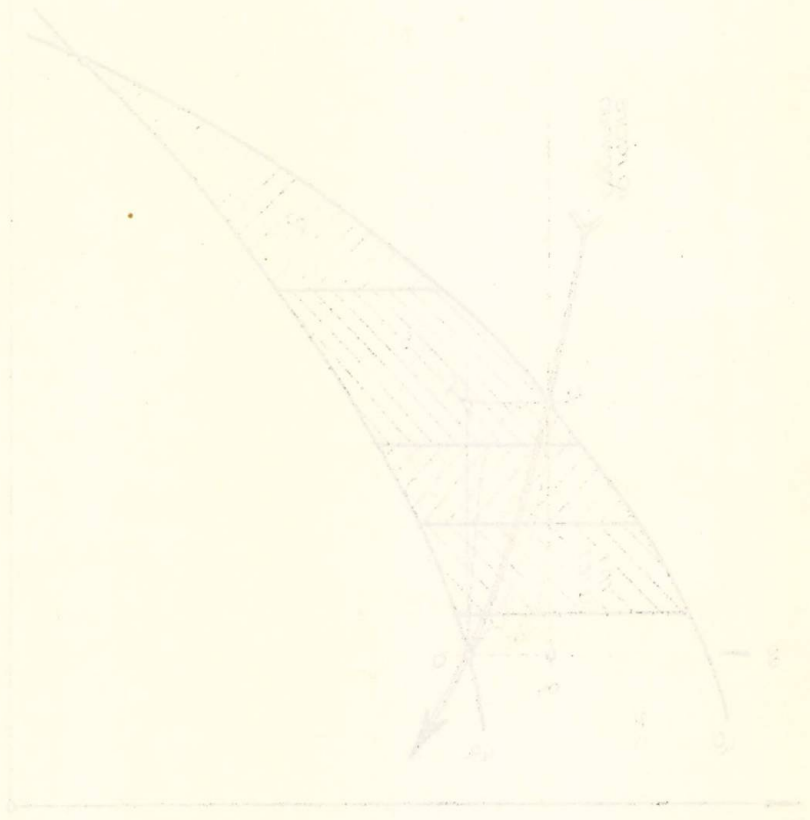


Fig. 5. Trasee energetice posibile ale transformărilor austenitei la răcire continuă.

Section showing the distribution of the various soils in the county.



nu se poate consuma integral, pentru că în locul structurii de echilibru, a perlitei, se obține o structură mixtă, tipică pentru transformările la răcire continuă, de sorbită $s + \text{troostită } t$ (bainită) + martensită m (+ eventual și austenită reziduală, a_{rez}), structură de dezechilibru, pentru a cărei realizare s-a consumat o parte, egală cu Y , din potențialul de transformare maxim $(\Delta F_{a-p})_{\text{continuu}}$

$$Y = K_{\text{continuu}} (\Delta F_{a-p})_{\text{continuu}} \quad (8)$$

unde K_{continuu} poate varia între zero și unitate, pe măsură ce, cu timpul, structura de călire se apropie de structura finală de echilibru.

Potențialul de transformare $\Delta F_{s+t+m (+ a_{\text{rez}})}$ are expresia

$$\Delta F_{s+t+m (+ a_{\text{rez}})} = (\Delta F_{a-p})_{\text{continuu}} - Y \quad (10)$$

respectiv

$$\Delta F_{s+t+m (+ a_{\text{rez}})} = (1 - K_{\text{continuu}}) (\Delta F_{a-p})_{\text{continuu}} \quad (11)$$

La transformarea izotermă s-a văzut că traseul posibil al procesului energetic este de-a lungul izotermei rectilinii, între punctul inițial a și cel final p . (vezi figura 3).

La transformările care au loc la răcirea continuă, sînt posibile o multitudine de trasee, între punctul inițial c și cel final d — vezi figurile 4 și 5, — trasee încadrate în dreptunghiul c, f, d, g , obținut trasînd în cîmpul de coordonate al figurii 5 drepte verticale și orizontale prin punctele e și d . Aceste trasee de transformare străbat în proporție variabilă (ca durată) domeniile de formare izotermă ale diferitelor aspecte ps, s, t, m , ale structurii de dezechilibru, care vor fi în consecință reprezentate în structura de călire în proporții variabile cu condițiile de formare, cu traseul energetic urmat. Deci, deși temperatura inițială și finală sînt aceleași, compunerea cantitativă a structurii de călire din diferitele structuri de tranziție posibile (ps, s, t, m) poate fi diferită, ea depinde de modul de variație al vitezei de răcire de-a lungul traseului urmat, concluzie care este în perfectă concordanță cu realitatea. La fiecare temperatură, anumite cantități de austenită se transformă în structurile de tranziție, a căror formare o indică diagrama TTT de transformare izotermă a austenitei subtrăcite în dreptul nivelului de temperatură respectiv. Tocmai în aceasta rezidă valoarea științifică deosebită a diagramelor TTT-izo.

Din examinarea figurilor 3 și 4 rezultă că prin depășirea temperaturii M_f la transformările izoterme trebuie să fie posibilă obținerea călirii „reale“, după cum la transformările cu răcire continuă pe măsură ce traseul energetic pătrunde la stînga temperaturii M_s trebuie să apară în cantități crescînde austenita reziduală.

Este de notat că la transformările austenitei la răcire continuă, diferențele de potențial sînt mult mai mici decît la transformările izoterme comparabile, atît ca valoare maximă :

$$(\Delta F_{a-p})_{\text{continuu}} \ll (\Delta F_{a-p})_{\text{izo}} \quad (12)$$

cît și în privința valorilor curente, de tranziție :

$$(1 - K_{\text{continuu}}) [F^a(T_1) - F_p(T_2)] \ll (1 - K_{\text{izo}}) [F^a(T_1) - F_p(T_1)] \quad (13)$$

O expresie echivalentă cu ecuația (2) și reflectînd același principiu, se poate scrie bineînțeles și pentru transformările austenitei la răcire continuă, sub forma :

$$S_{\text{c\acute{a}l. continuu}} = f [T_1, T_2 (\Delta F_{a-p})_{\text{continuu}}] \quad (14)$$

Structurile de tranziție pure, obținute prin transformarea izotermă a soluției solide subrăcite, sau cele mixte, obținute prin transformarea soluției solide subrăcite la răcire continuă, conțin toate un potențial de transformare, care sub formă generală se poate scrie.

$$(1-k)\Delta F_{a-p} \quad (15)$$

Acest potențial va fi cu atît mai mare, cu cît va fi mai mic gradul de transformare al structurii pe drumul cuprins între structura stabilă la echilibrul cu temperatura înaltă și structura stabilă la echilibrul cu temperatura joasă.

Prin revenirea sau îmbătrînirea — naturală sau artificială — a structurilor de călire, se obțin structurile de revenire sau de îmbătrînire, al căror potențial de transformare scade pe măsură ce crește temperatura sau durata operațiilor de revenire sau de îmbătrînire, adică pe măsură ce se produc transformările de structură în direcția atingerii stării de echilibru. O aceeași structură de tranziție caracterizată printr-un anumit grad de dispersie sau de coagulare al fazei în exces precipitate, ca de pildă sorbita, are același potențial de transformare, indiferent dacă a fost obținută direct prin răcire continuă sau transformare izotermă, sau indirect prin călire și revenire sau călire și îmbătrînire.

Considerațiile expuse mai sus și aplicate — pentru fixarea ideilor — în mod special la aliajele fier-carbon, sînt bineînțeles valabile pentru toate tipurile de aliaje, indiferent de compoziția lor, ori de cîte ori este vorba de studierea termodinamică a transformărilor izoterme sau la răcire continuă care au loc în soluțiile solide subrăcite, respectiv la reîncălzirea lor prin revenire sau îmbătrînire.

Concluzii

Structurile, stările de tranziție care se nasc la călirea aliajelor feroase, sorbita, bainita, martensita, sau și la călirea altor tipuri de aliaje, sînt nestabile, animate de o tendință de transformare, exprimată sub forma diferenței de energie $(1-k)\Delta F_{a-p}$, mărime variabilă în timp. Chiar dacă momentan energia liberă a structurilor de călire are o valoare concretă, aceasta nu poate fi determinată precis prin calcule termodinamice, ci poate fi doar definită ca putînd varia între anumite limite. În consecință, trasarea în funcție de coordonatele temperatură T și energie liberă F , a unei curbe, care să reprezinte variația cu temperatura a energiei libere a martensitei [3], [4], [6], sau altor structuri de tranziție, trebuie considerată ca necorespunzătoare cu realitatea. Acest mod de reprezentare nu permite interpretarea justă a proceselor care au loc la călirea aliajelor, spre deosebire de concepția și reprezentarea domeniilor de variație ale energiei libere ale structurilor de călire, care permit o interpretare ce nu contrazice faptele de observație.

Diferența de energie $(1-k)\Delta F_{a-p}$ este înmagazinată sub o formă potențială în structura aliajelor călite, ca tendință de transformare a structurii aces-

tora. În cazul durificării prin călire energia potențială acumulată se manifestă fizic sub forma de tensiuni esențiale de tratament termic [8] al căror principal mecanism de declanșare este comun tuturor tipurilor de aliaje călibile, feroase și neferoase [7], [8] și constă în precipitarea fazei în exces însoțită de o mărire de volum specific a acesteia din soluția solidă suprasaturată devenită destul de rigidă, deci ecrusabilă, datorită temperaturii scăzute la care are loc procesul subrăcit.

Résumé

On démontre qu'il n'est pas possible de représenter la variation, en fonction de la température, de l'énergie libre de la martensite, ou d'autres structures du déséquilibre — résultées de la décomposition partielle des solutions solides surrefoïdies — à l'aide d'une courbe, mai par un champ, de valeurs possibles. On en fait l'application à l'étude des processus de transformation isotherme et de la transformation au refroidissement continu, soit de l'austenite, soit des solution solides surrefoïdies, en général.

Резюме

Показывается что колебание свободной энергии мартенситы, в зависимости от температуры или других состояний неравновесий, полученное из парциального разложения твердых переохлажденных растворов, не может быть представлено под видом кривой, а под видом поля возможных значений и делается отображение на исследовании процессов изотермических изменений и на непрерывное охлаждение австенита соответственно, твердых переохлажденных растворов, в общем.

Bibliografie

1. WANYOREK C.: *Teoria modului de lucru științific și utilitatea aplicării ei în industria Construcția de mașini*, București nr. 12/1966 și nr. 4/1967.
2. GULIAEV A. P.: *Metalurgia fizică*, București, Ed. tehnică 1954, p. 223.
3. GULIAEV A. P.: *Tratamentul termic al oțelului*, București, Ed. tehnică 1962, p. 27 și 103.
4. KRISEMENT O., HOUDREMONT E., NEVER P.: *Contribution à la thermodynamique de la transformation austenite-martensite dans les alliages fer-carbone*. Revue de Metallurgie nr. 6/1954.
5. KARAPETIANȚ M. N.: *Termodinamica chimică*. Ed. tehnică 1953, p. 16.
6. HOUDREMONT E. și KRISEMENT O.: *Betrachtungen über die Unterkühlung von Umwandlung als Grundlage für die Martensitumwandlung*. Rev. Archiv für das Eisenhüttenwesen 1953, p. 53—68.
7. WANYOREK C.: *Inercare de stabilire a unei teorii unitare a călirii aliajelor metalice feroase și neferoase*. Comunicare prezentată la a V-a sesiune științifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic Brașov, 10 mai 1959.
8. WANYOREK C.: *Considerații asupra unei teorii unitare a proceselor fizice care au loc la călirea aliajelor, feroase și neferoase*. București, rev. Metalurgia nr. 8/1967.

MATRIȚAREA PIESELOR DIN OȚEL LICHID

ALEXANDRU MANIU, CONSTANTIN WANYOREK, GEAHIT MEMET,
VLADIMIR COVACEVICI, VASILE POP (Uzina „Tractorul“ Brașov)

În ultimii ani au fost efectuate o serie de lucrări experimentale privind turnarea oțelului sub presiune. La piese turnate cu pereți subțiri, de o complexitate mijlocie, fără cavități adinci, rezultatele obținute au fost satisfăcătoare [1] în ceea ce privește precizia conturului și calitatea suprafeței pieselor.

Dacă totuși procedeul de turnare a oțelului sub presiune nu s-a extins în industrie se datorează în primul rînd faptului că nu a putut fi reglementată problema durabilității și rezistenței matrițelor de turnat sub presiune. Aceasta se explică nu numai prin temperatura înaltă a aliajului turnat (1550—1600°) dar și prin condițiile de turnare sub presiune :

- vitezele de introducere a metalului ;
- turbulența fluxului de metal lichid ;
- necesitatea turnării oțelului cu o supraîncălzire suficientă pentru învingerea distanței mari de la camera de presare pînă la golul forme (matriței);
- diferența variațiilor specifice de volum dintre matrița de turnat sub presiune și piesă (diferența între compoziția oțelurilor) care este una din cauzele care duc la formarea fisurilor în piesă.

Pentru eliminarea, cel puțin parțială, a acestor dificultăți s-a experimentat o metodă nouă denumită provizoriu „matrițarea oțelului lichid“.

La acest procedeu fenomenele de mai sus nu au loc și factorul principal care influențează asupra uzurii matrițelor este temperatura înaltă a oțelului lichid turnat în cavitate.

Dacă pentru turnarea sub presiune sînt necesare pentru matrițe (cochile) oțeluri care să aibă o rezistență mare împotriva acțiunii de eroziune a metalului turnat (ex. să aibă o rezistență mare la temperaturi ridicate etc.), la matrițarea oțelului lichid, pentru executarea matrițelor se pot folosi o serie de oțeluri a căror caracteristică principală să fie plasticitatea și care, deci, să reacționeze mai puțin la tensiuni termice.

Cu toate că procesele tehnologice în producția de piese forjate-matrițate micșorează consumul de metal și de manoperă și ridică precizia dimensională a pieselor și calitatea lor, totuși indicele de utilizare a metalului prin aceste procedee rămîne foarte mic, în cel mai bun caz de 30—35% [2] (dacă se ține seama și de pierderile care se produc la turnare-laminare).

Scăderea și mai mult a pierderilor de metal este posibilă numai în cazul scurtării considerabile a întregului ciclu de fabricație a pieselor, prin suprimarea operațiilor de turnare și de laminare a oțelului.

Matrițarea pieselor din oțel lichid satisface în întregime aceste cerințe mai ales la fabricarea pieselor de greutate mică și medie.

După cercetările făcute [1], [2], [3], [4] înlocuirea forjării și matrițării clasice prin matrițarea din oțel lichid poate fi rentabilă în următoarele cazuri :

- când se propun modificări în construcția pieselor cu scopul micșorării grosimii pereților ;

- când matrița poate fi confecționată cu cheltuieli mici ;

- când consumul de metal pentru forjarea clasică este prea mare ;

- când cavitatea de lucru a matrițelor se poate confecționa ușor prin metoda negativă, aplicându-se deformarea prin extruziune.

Avînd în vedere avantajele pe care le prezintă procesul tehnologic de matrițare a metalului lichid, colectivul nostru a luat în studiu această temă pentru a stabili limitele aplicabilității procesului de matrițare din oțel lichid, cercetarea particularităților procesului de matrițare și precizarea domeniului de utilizare a procesului în uzinele noastre constructoare de mașini. Partea experimentală a lucrării a fost făcută în Uzina „Tractorul“ unde s-a matrițat din oțel lichid butucul sateliților (fig. 1 piesa finită, fig. 3 piesa matrițată din oțel lichid).

Acest reper se matrițează în prezent la Uzina „Tractorul“ pe un ciocan matrișor cu aer de 3 tf. Piesa matrițată pe ciocane este arătată în figura 2.

Experiențele au fost făcute pe o presă hidraulică cu 4 coloane de 400 tf cu o viteză maximă a cursei traversei mobile de 25 mm/s. Pentru matrițarea din oțel lichid s-a folosit oțelul OT 50-1 (STAS 600/65) elaborat într-un cuptor electric cu arc. Oțelul s-a transportat de la turnătoria de oțel la secția forjă cu ajutorul unei oale acoperite cu azbest. Distanța de la cuptor la presă a fost de cca 100 m. Temperatura inițială a oțelului în momentul turnării în oală a fost de cca 1650°C.

În cursul efectuării încercărilor s-au ivit dificultăți serioase în ceea ce privește dozarea oțelului la turnarea în matriță. Dozarea volumelor mici de oțel, în greutate de 1—5 kg, prin analogie cu turnarea aliajelor neferoase cu oala de capacitate precisă sau cu lingura din cuptorul de distribuire, s-a dovedit nepotrivită din cauza proprietăților specifice ale oțelului lichid (temperatură ridicată de turnare, interval mic al temperaturilor de solidificare, fluiditate mică).

Diferența mare de temperatură între oală și metalul topit a dus la răcirea rapidă a oțelului și la formarea crustei metalice, cu toate că oalele au fost preîncălzite pînă la 850—950°C. Neajunsurile principale ale unei asemenea tehnologii de topire, dozare și turnare dau abateri mari de la doză, datorită formării crustei pe suprafața oalei și a intervalelor mari de timp între turnările succesive la cuptoarele electrice ale oțelăriei, din care cauză nici matrițările de oțel lichid nu s-au putut face decît la intervale mari.

Toți acești factori ar fi putut fi evitați dacă se dispunea de un cuptor electric cu inducție de mică capacitate pentru elaborarea unor șarje mici dar într-un timp scurt.

Pentru a scoate în evidență avantajele matrițării lichide față de matrițarea obișnuită s-a luat o piesă (fig. 1) pentru confecționarea căreia se prevede o mare cantitate de metal. Piesa uzinată are greutatea de 3,8 kgf/buc. Piesa

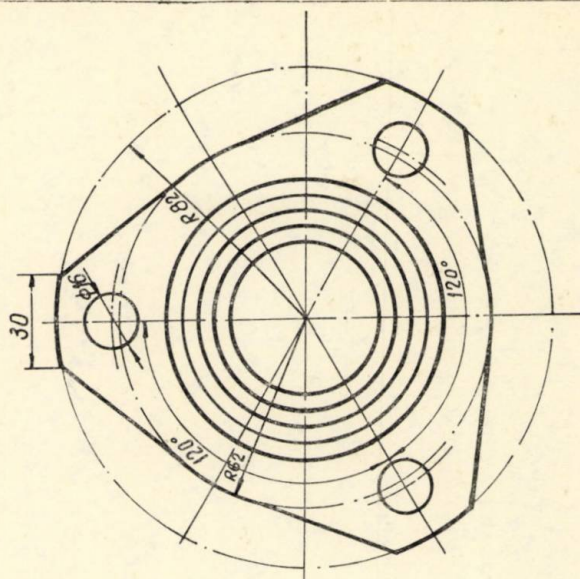
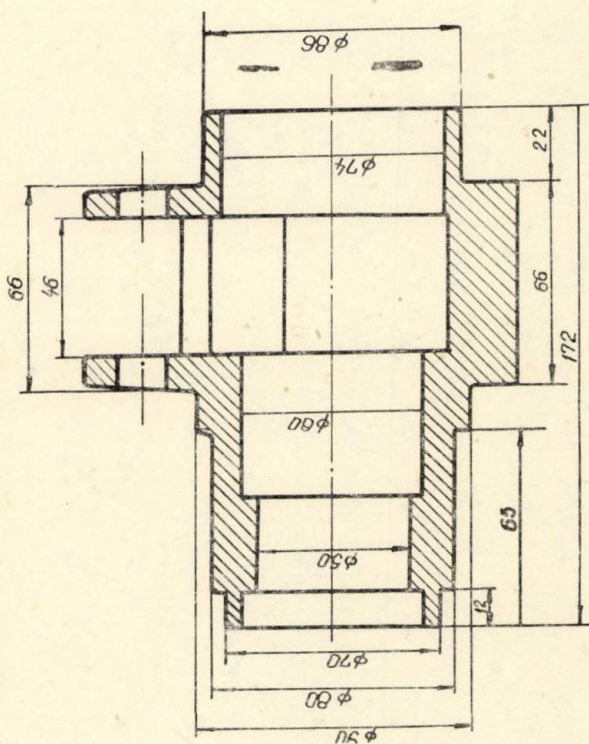
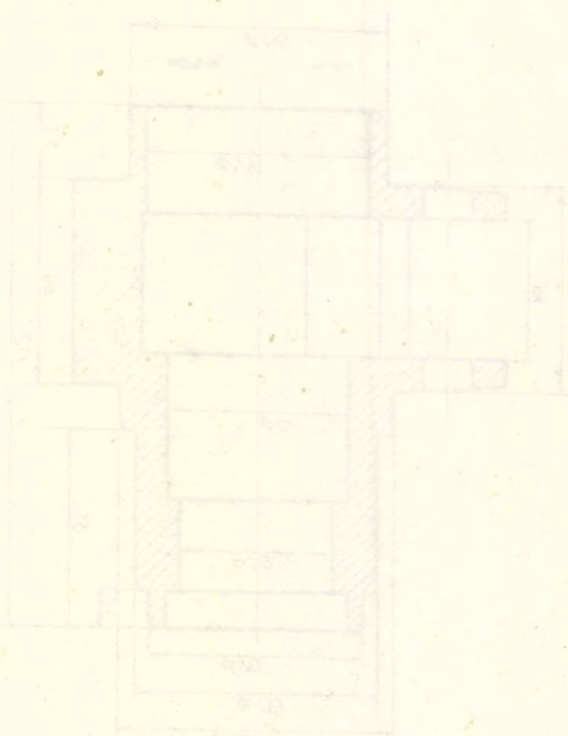


Fig. 1.



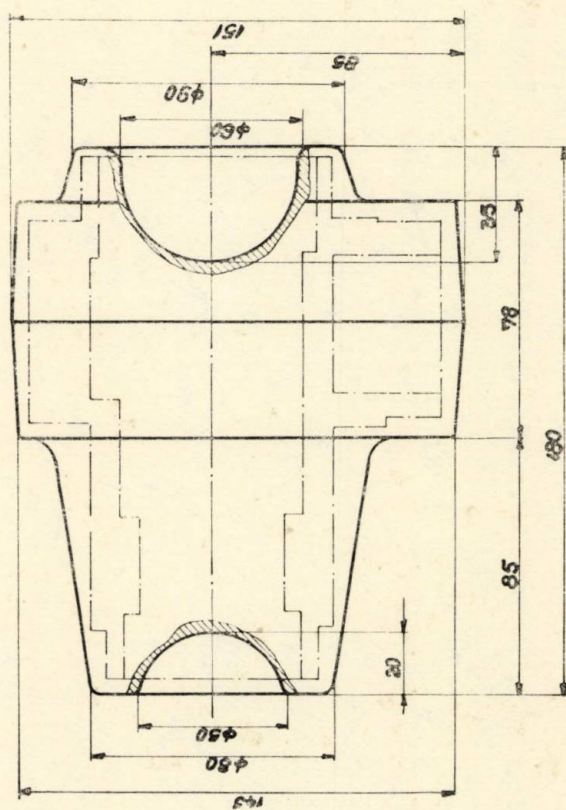
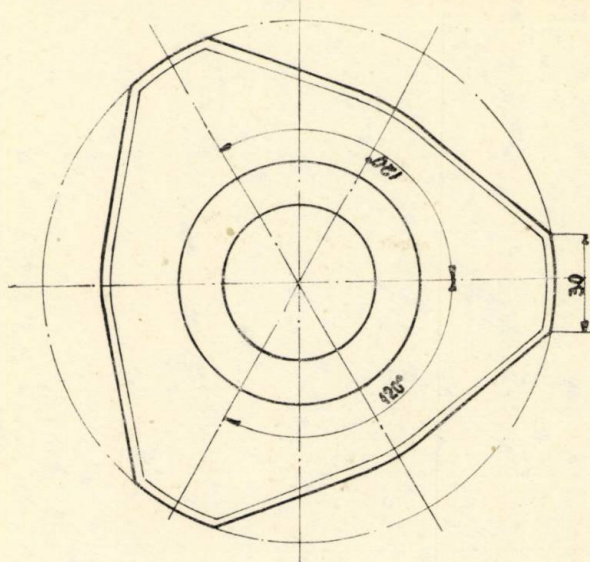
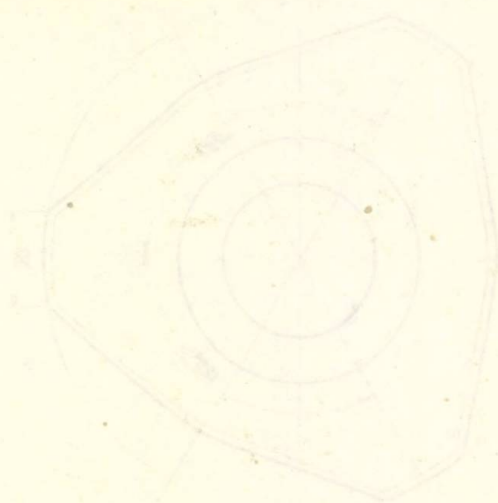


Fig. 2



Secțiunea A-A

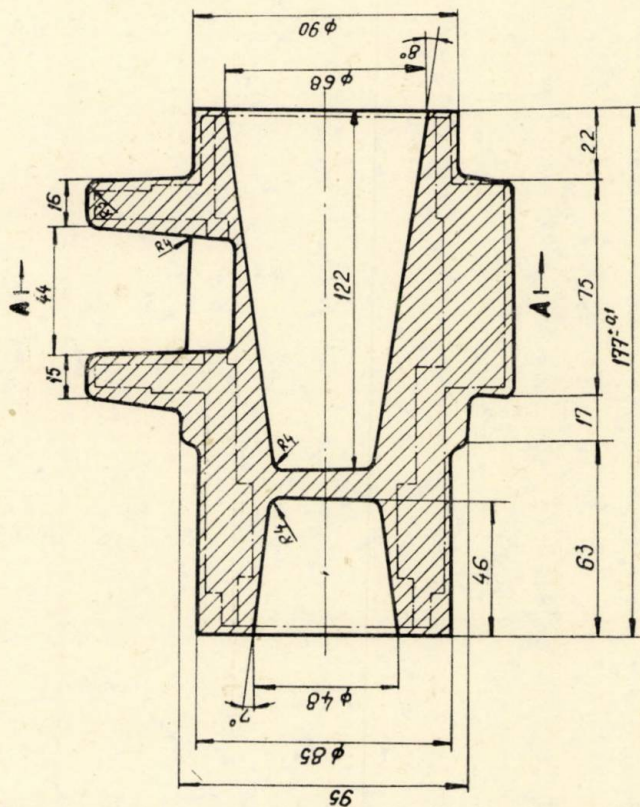
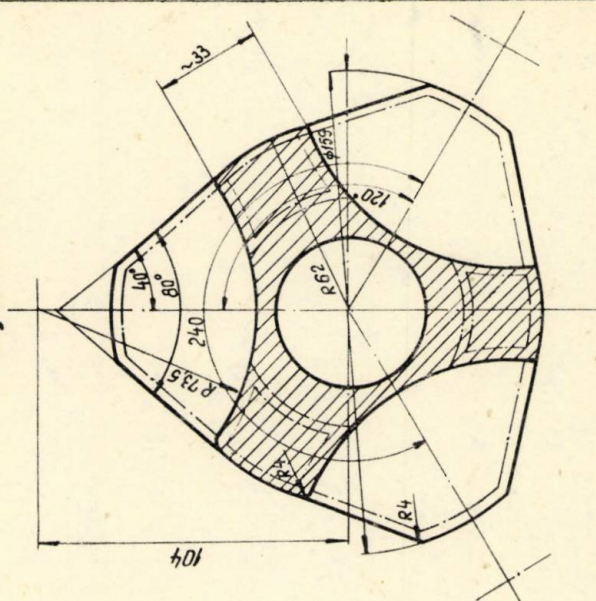
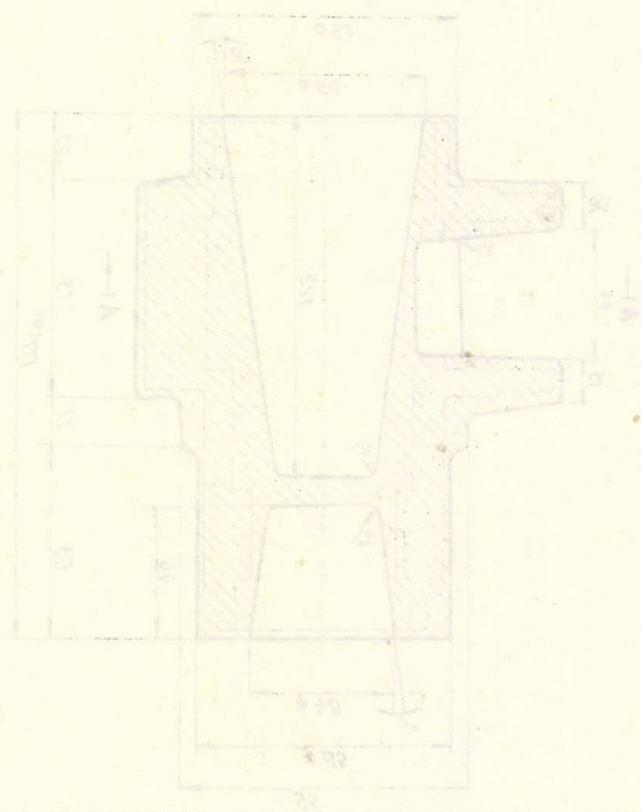
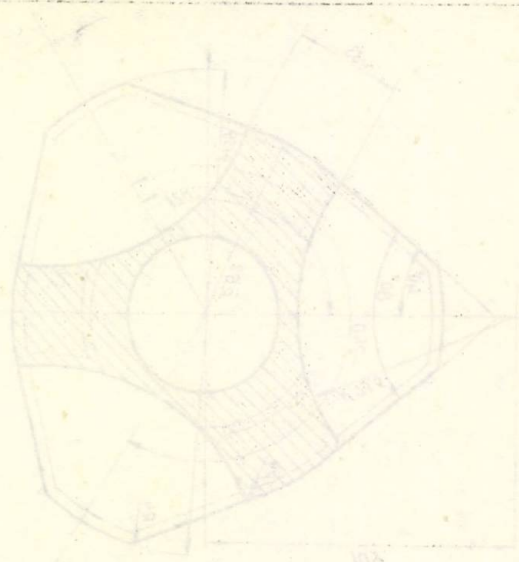


Fig. 3.

1:1



A-A section



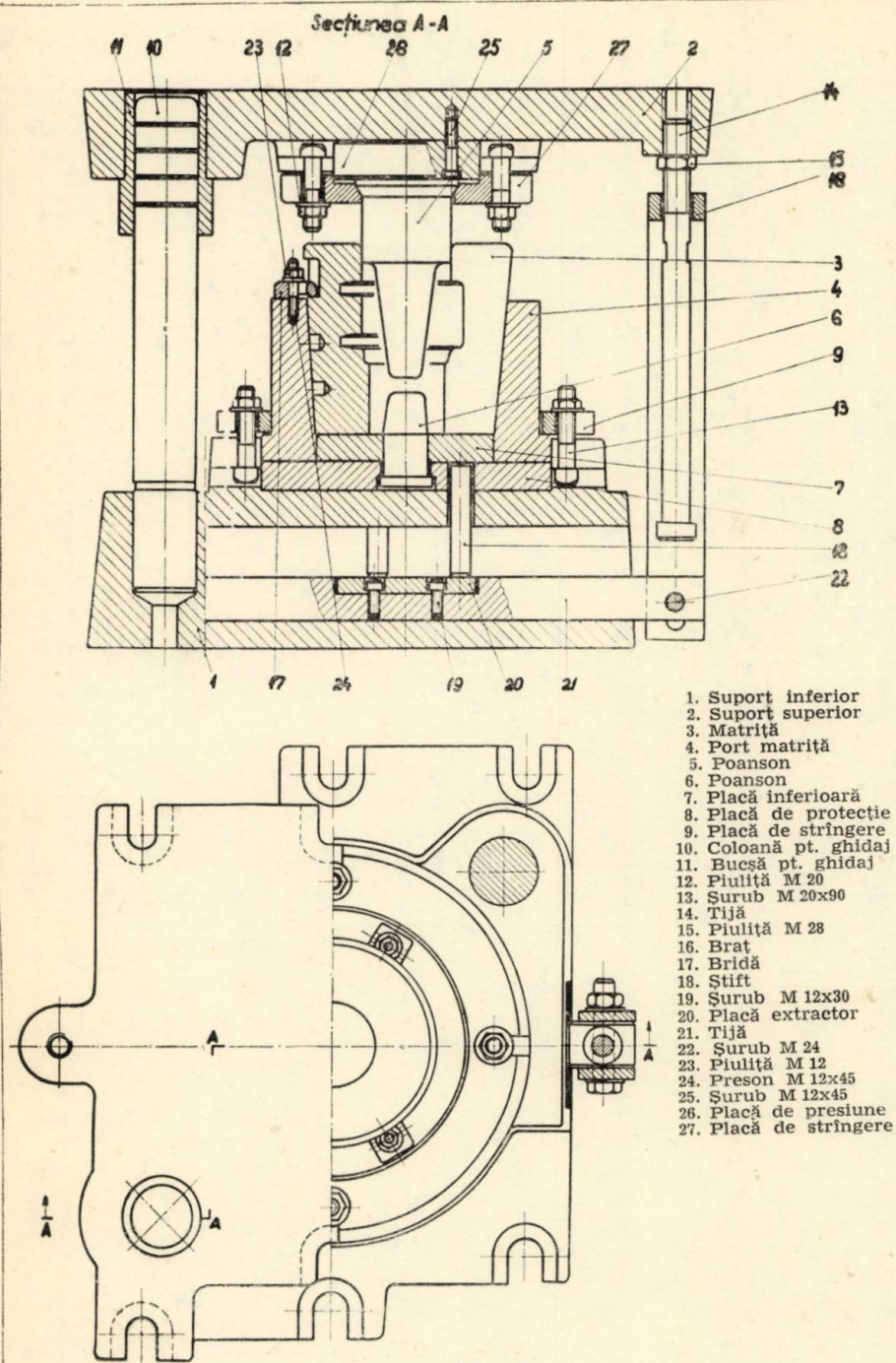
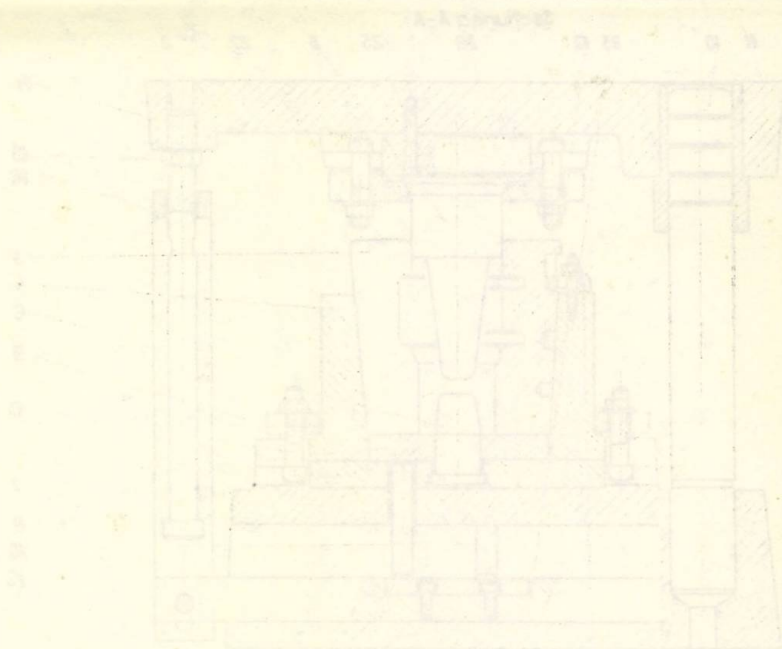
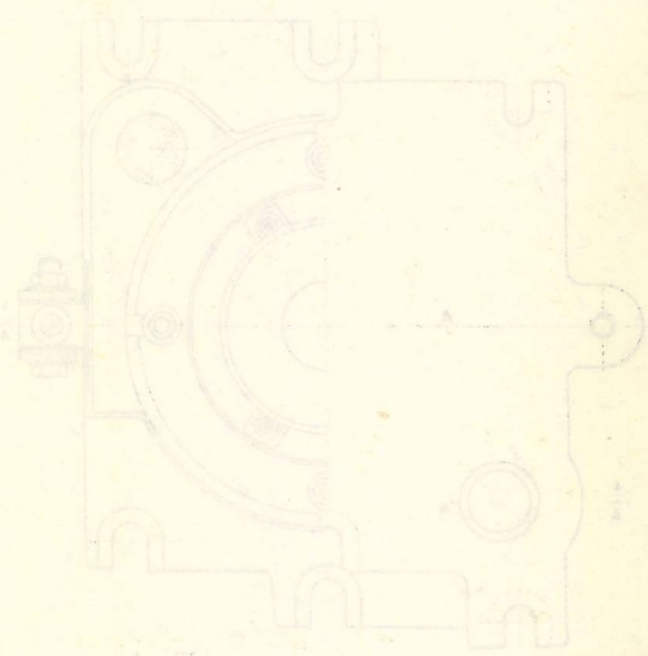


Fig. 4.



1. Housing, upper part
2. Housing, lower part
3. Shaft
4. Key
5. Pinion
6. Gear
7. Pinion
8. Gear
9. Pinion
10. Gear
11. Pinion
12. Gear
13. Pinion
14. Gear
15. Pinion
16. Gear
17. Pinion
18. Gear
19. Pinion
20. Gear
21. Pinion
22. Gear
23. Pinion
24. Gear
25. Pinion
26. Gear
27. Pinion
28. Gear
29. Pinion
30. Gear
31. Pinion
32. Gear
33. Pinion
34. Gear
35. Pinion
36. Gear
37. Pinion
38. Gear
39. Pinion
40. Gear
41. Pinion
42. Gear
43. Pinion
44. Gear
45. Pinion
46. Gear
47. Pinion
48. Gear
49. Pinion
50. Gear
51. Pinion
52. Gear
53. Pinion
54. Gear
55. Pinion
56. Gear
57. Pinion
58. Gear
59. Pinion
60. Gear
61. Pinion
62. Gear
63. Pinion
64. Gear
65. Pinion
66. Gear
67. Pinion
68. Gear
69. Pinion
70. Gear
71. Pinion
72. Gear
73. Pinion
74. Gear
75. Pinion
76. Gear
77. Pinion
78. Gear
79. Pinion
80. Gear
81. Pinion
82. Gear
83. Pinion
84. Gear
85. Pinion
86. Gear
87. Pinion
88. Gear
89. Pinion
90. Gear
91. Pinion
92. Gear
93. Pinion
94. Gear
95. Pinion
96. Gear
97. Pinion
98. Gear
99. Pinion
100. Gear



matrițată pe ciocan are greutatea de 14,6 kg (fără bavură). Deci coeficientul de utilizare a metalului în cazul matrițării piesei pe ciocan este de 26%. Dacă însă ținem seama și de pierderile de metal prin bavură și ardere în timpul matrițării acest coeficient scade la 23,4% (piesa se matrițează dintr-o țagă de 16,2 kg).

Pentru matrițarea piesei s-a proiectat dispozitivul de matrițare din figura 4.

Deoarece configurația piesei nu permite alegerea unui singur plan de separație s-a recurs la construcția unui grup de 3 pastile (fig. 5) care au fost introduse într-o port-matriță cu suprafață interioară conică pentru o centrare precisă și reciprocă a pastilelor [5].

Dispozitivul de matrițat se compune din două părți: superioară și inferioară. Scoaterea piesei din semimatrița inferioară se face cu ajutorul extractorului dispozitivului, împreună cu pastilele.

Matrițele și poansoanele au fost încălzite înainte de matrițare la temperaturi variind între 250—400°C. Temperatura de preîncălzire a matrițelor a fost măsurată cu ajutorul unui termometru cu mercur având scara de măsurare de la 0—600°C. Temperaturile de preîncălzire sub 200°C au dus la apariția fisurilor și defectelor în piesa matrițată din oțel lichid, iar preîncălzirea lor peste 400°C nu a îmbunătățit cu nimic calitatea pieselor.

Matrițele și poansoanele au fost executate dintr-un oțel aliat de scule (W 85 STAS 3611-61) și apoi supus unui tratament termic corespunzător.

În figura 6-a și 6-b este redată fotografia matriței și poansoanelor.

Temperatura suprafețelor active a sculelor după matrițarea citorva piese a atins valoarea de cca 650°C. Trebuie să arătăm că după fiecare matrițare sculele erau răcite cu aer comprimat și unse. S-a constatat că temperatura de încălzire a sculelor nu era uniformă. Astfel s-a observat că matrițele se încălzeau mai intens în zona superioară și în special în zona urechilor piesei. În această zonă matrițele au atins o temperatură de 750—850°C. În unele lucrări [3], [4] se arată că suprafețele active ale sculelor au atins temperaturi de ordinul 800—1050°C. Probabil că matrițele nu au fost răcite după fiecare matrițare și aceste temperaturi s-au obținut în regim de producție de serie. În orice caz aceste temperaturi ridicate au dus la o revenire completă și la apariția rapidă a unei rețele de fisuri pe suprafețele tratate termic ale oțelurilor pentru matrițe.

În cazul nostru duritatea matrițelor a scăzut numai după câteva încercări de la 40—45 HRC la 280—300 HB. De aici s-a ajuns la concluzia că pentru executarea matrițelor nu este rentabilă folosirea oțelurilor de matrițe care sînt scumpe, greu de prelucrat și totodată puțin plastice.

Lucrările [3], [4], recomandă pentru executarea pastilelor și poansoanelor destinate matrițării oțelului lichid oțeluri cu un conținut mic și mediu de carbon, adică oțelurile OLC 10... OLC 45 STAS 880-60, la care însă nu li se aplică nici un tratament termic.

Prin încercări s-a stabilit că factorii principali care determină obținerea pieselor de calitate bună sînt: timpul de ședere a metalului turnat în matriță fără presiune și sub presiune și alegerea vopselei sau compoziției pentru ungere. Astfel pentru ungere cel mai bun rezultat la dat un amestec de 50% ulei cu 50% grafit. Uleiul venind în contact cu matrițele respectiv poansoanele, încălzite la cca 650—850°C (după 2—3 turnări și presări), lua foc rămînind pe matriță doar un strat subțire de grafit. Acest strat de grafit joacă un dublu rol, de un-

gere și de protejare a matriței și poansoanelor față de mediul lichid, lucru ce a dus la încălzirea mai mică a suprafețelor active și o desprindere rapidă a poansoanelor de piesă, după scoaterea lor din dispozitivul de matrițat. Stratul de vopsea de grafit de 0,1—0,2 mm, a prevenit sudarea metalului de poanson (lucru care s-a întâmplat în cazul utilizării altor vopsele). Această vopsea cu ulei și grafit a contribuit la îmbunătățirea însemnată a calității suprafeței pieselor matrițate.

La matrițarea semifabricatului butucului sateliților din oțel lichid formarea părții inferioare s-a produs în perioada umplerii matriței cu metal lichid. Partea superioară se formează din metal lichid deplasat prin presare din zona centrală în momentul introducerii poansonului superior. S-a constatat că partea superioară a semifabricatului diferă de cea inferioară prin umplere mai completă a conturului iar calitatea suprafeței se apropie de cea a sculelor.

De aici s-a ajuns la concluzia că pentru a obține o suprafață matrițată de calitate superioară, presiunea trebuie aplicată imediat după turnarea metalului în matriță. Majorarea timpului de ședere a metalului în matriță fără presiune, a dus la formarea crăpăturilor superficiale. S-au făcut experiențe cu menținerea metalului în matrițe de la 5 la 20 secunde fără presiune. Durata maximă acceptabilă de ședere a metalului în matriță fără presare s-a stabilit că este cca 4—6 secunde.

În cazul unei durate de menținere insuficientă a metalului sub presiune se observă apariția retasurilor concentrate în centrul termic. Timpul optim de menținere sub presiune a pieselor de tipul celor din figura 3 s-a stabilit că este între 15—20 secunde. Menținând sub presiune 15—20 secunde, porozitatea a dispărut complet.

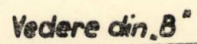
Turnarea oțelului în matriță prin partea de sus a dus la formarea pe suprafața semifabricatului de stropi (picături reci) și stratificări (suprapuneri) care nu au putut fi înlăturate nici la presiuni de ordinul 64 kgf/mm² care reprezintă presiunea maximă pe care o poate dezvolta presa în metalul lichid supus presării.

În această direcție s-au făcut încercări cu presiuni ale poansonului asupra metalului lichid variind de la 800—6400 kgf/mm². Presiunile peste 1000 kgf/cm² nu au dus la o îmbunătățire însemnată a calității semifabricatelor, presiunile mari au obligat metalul lichid să pătrundă în planul de separație al matrițelor blocând astfel matrițele în port-matriță. Presiunile mari și timpul de menținere mare a poansonului au dus la încălzirea puternică a poansonului și la refularea capului lui, lucru ce a dus la prinderea poansonului în piesă prin lipire. O parte din capul poansonului lipit de piesă se vede în fig. 7.

În urma cercetărilor s-a stabilit următorul proces tehnologic de matrițare a semifabricatelor din oțel lichid. Temperatura de turnare a oțelului din matriță se recomandă să fie între 1550—1600°C. Matrițele și poansoanele se preîncălesc la 300—400°C și se ung cu un amestec de 50% ulei cu 50% grafit. Metalul turnat se lasă în matriță înainte de aplicarea presiunii timp de 4—6 secunde și se menține sub presiunea de 800—1000 kgf/cm² timp de 15—20 s.

În tabelul 1 se dau indicii tehnico-economici comparativi a celor două variante de confecționare a pieselor (matrițarea prin deformare plastică la cald și matrițarea pieselor din oțel lichid).

Studiind tabelul 1 se vede că în cazul unor astfel de piese complicate aplicarea procedului de matrițare lichidă permite realizarea unui indice de



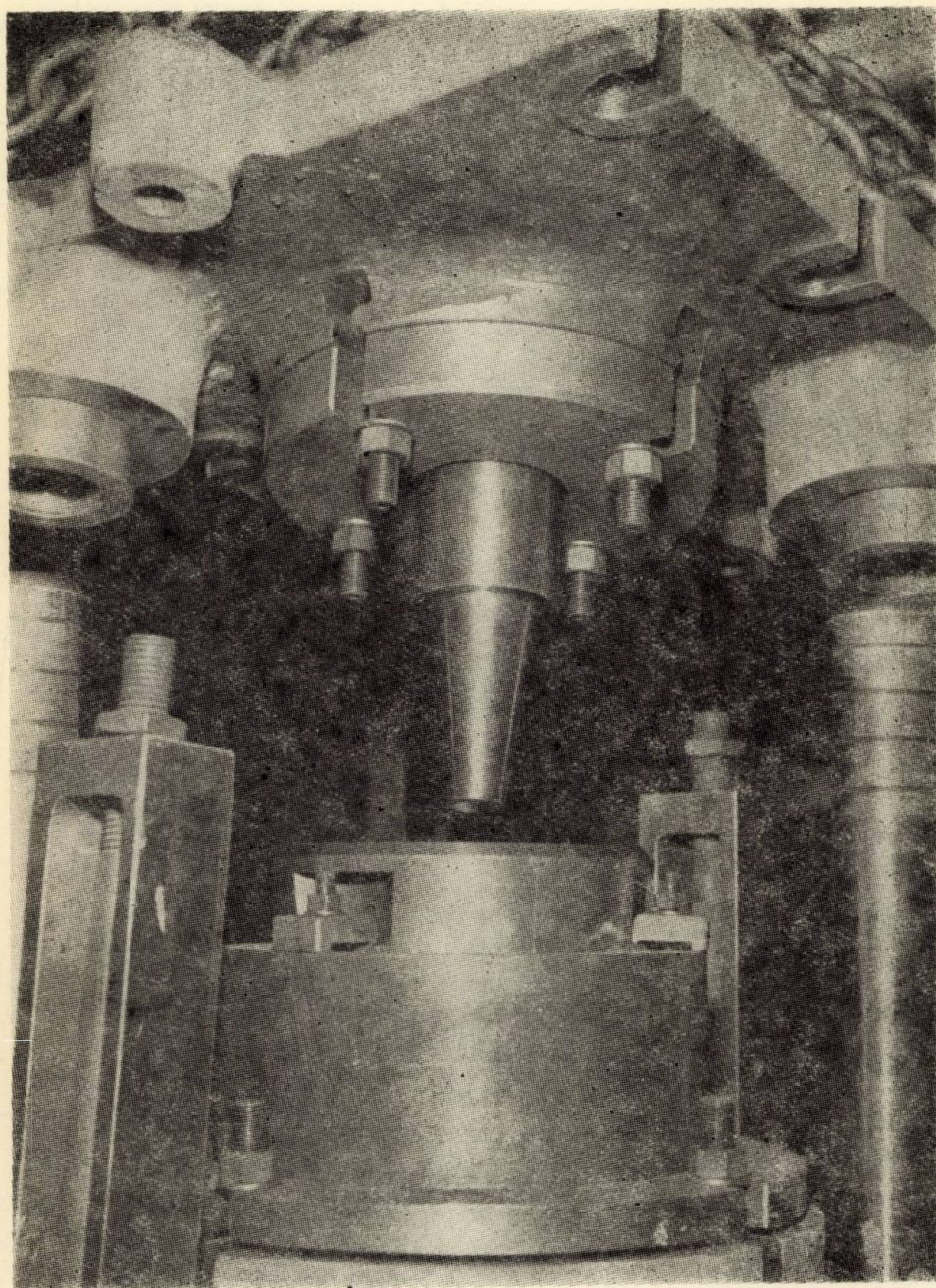
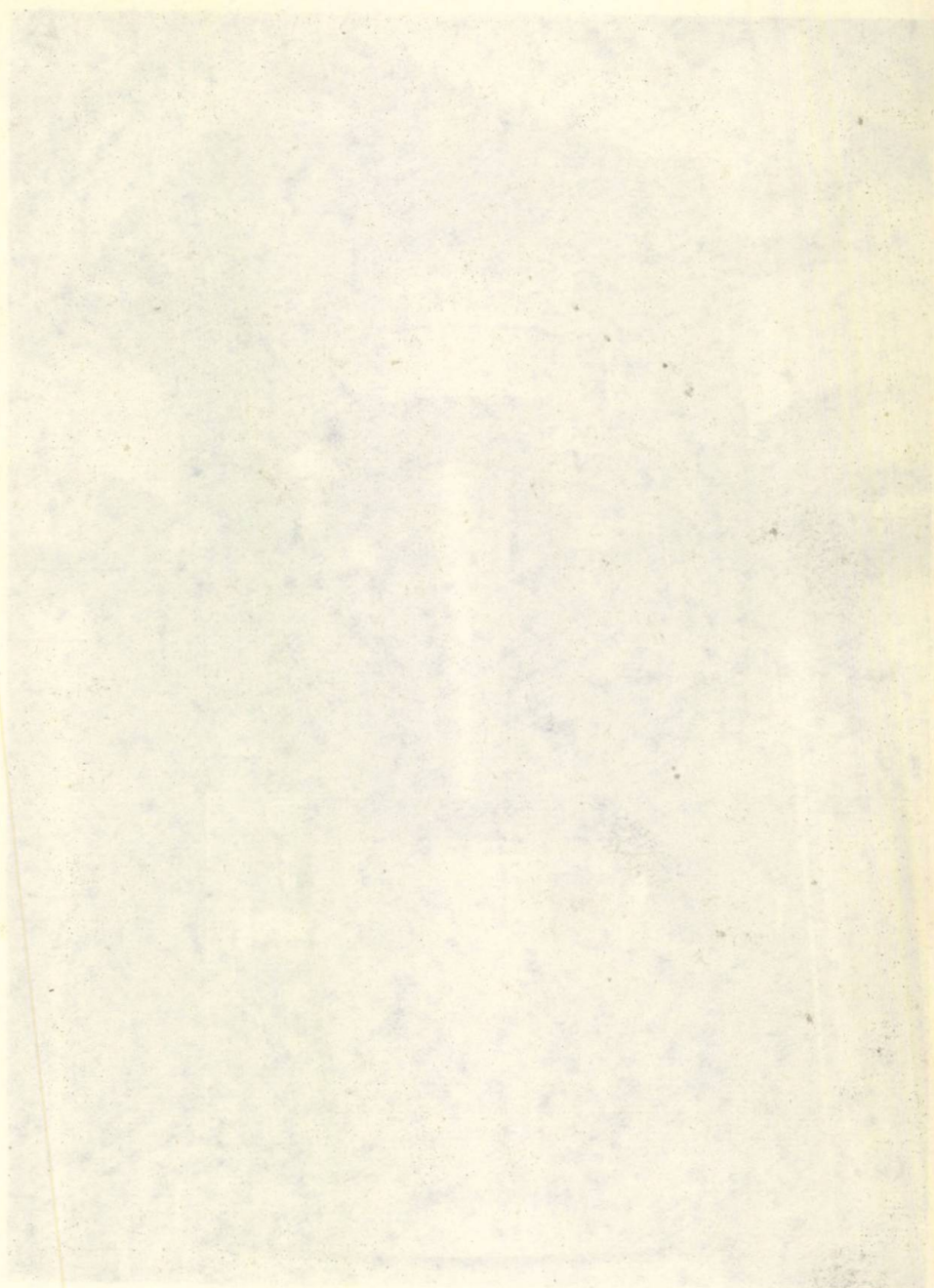


Fig. 6 a.



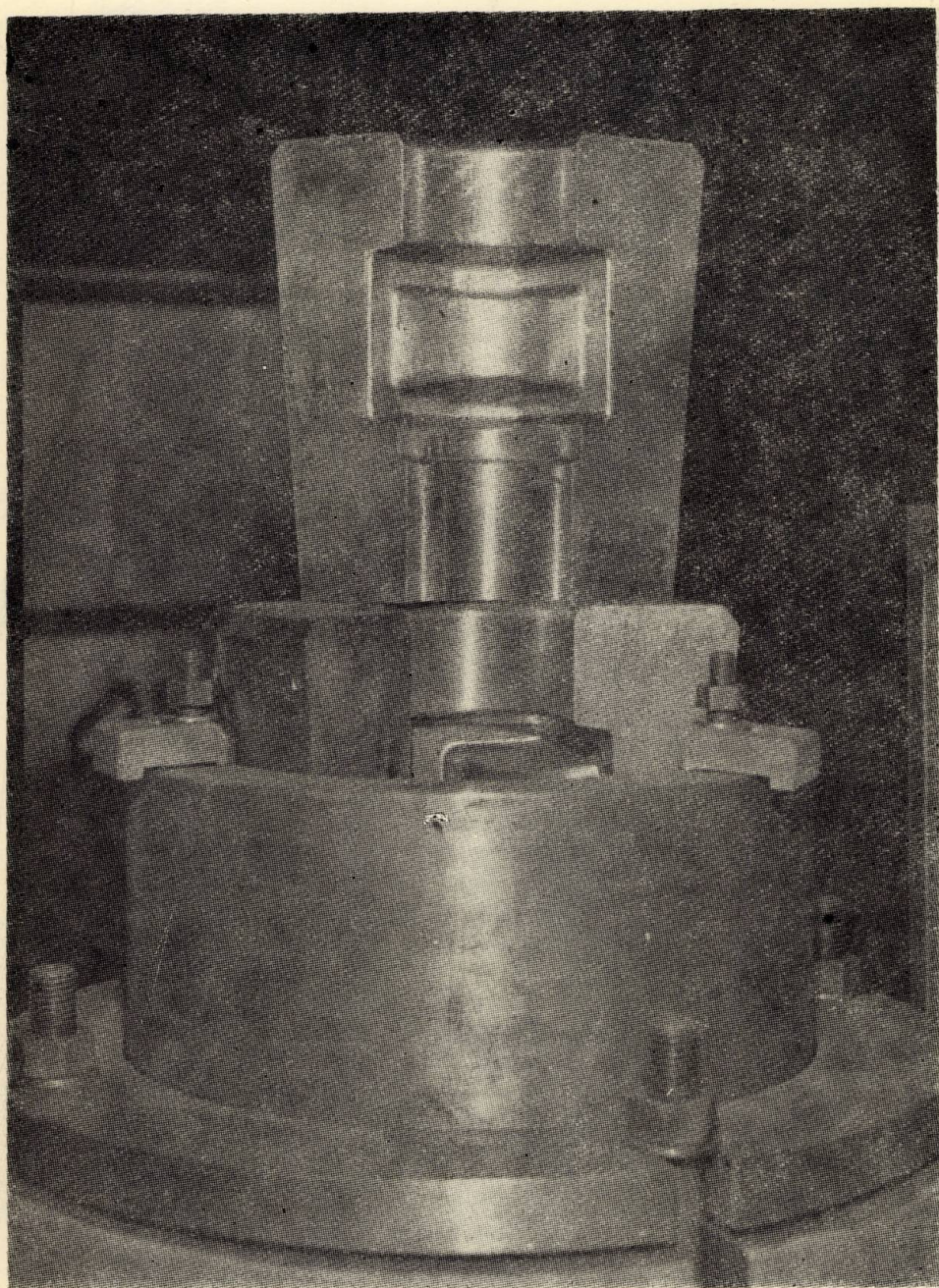


Fig. 6 b.

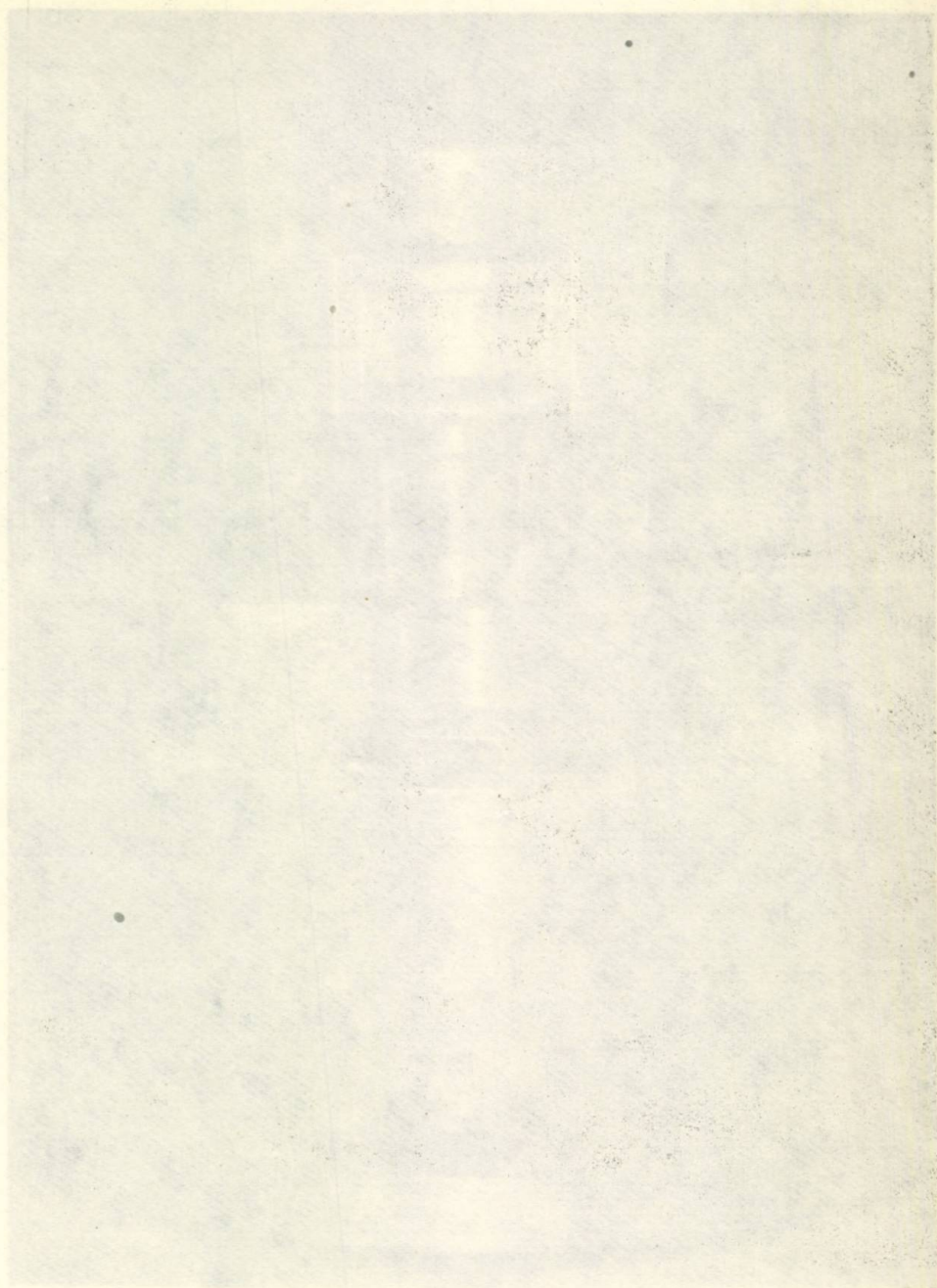


Fig. 6

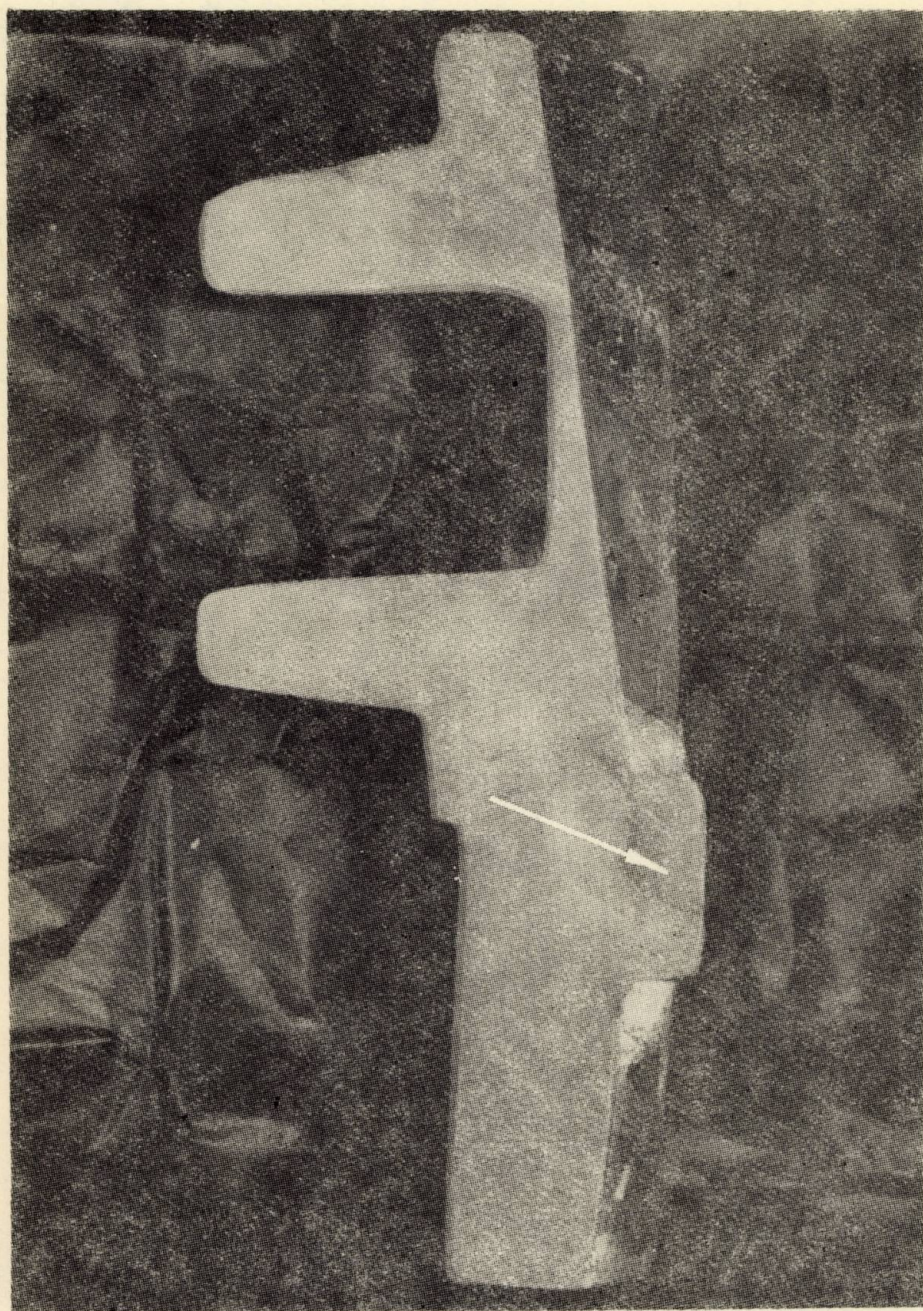
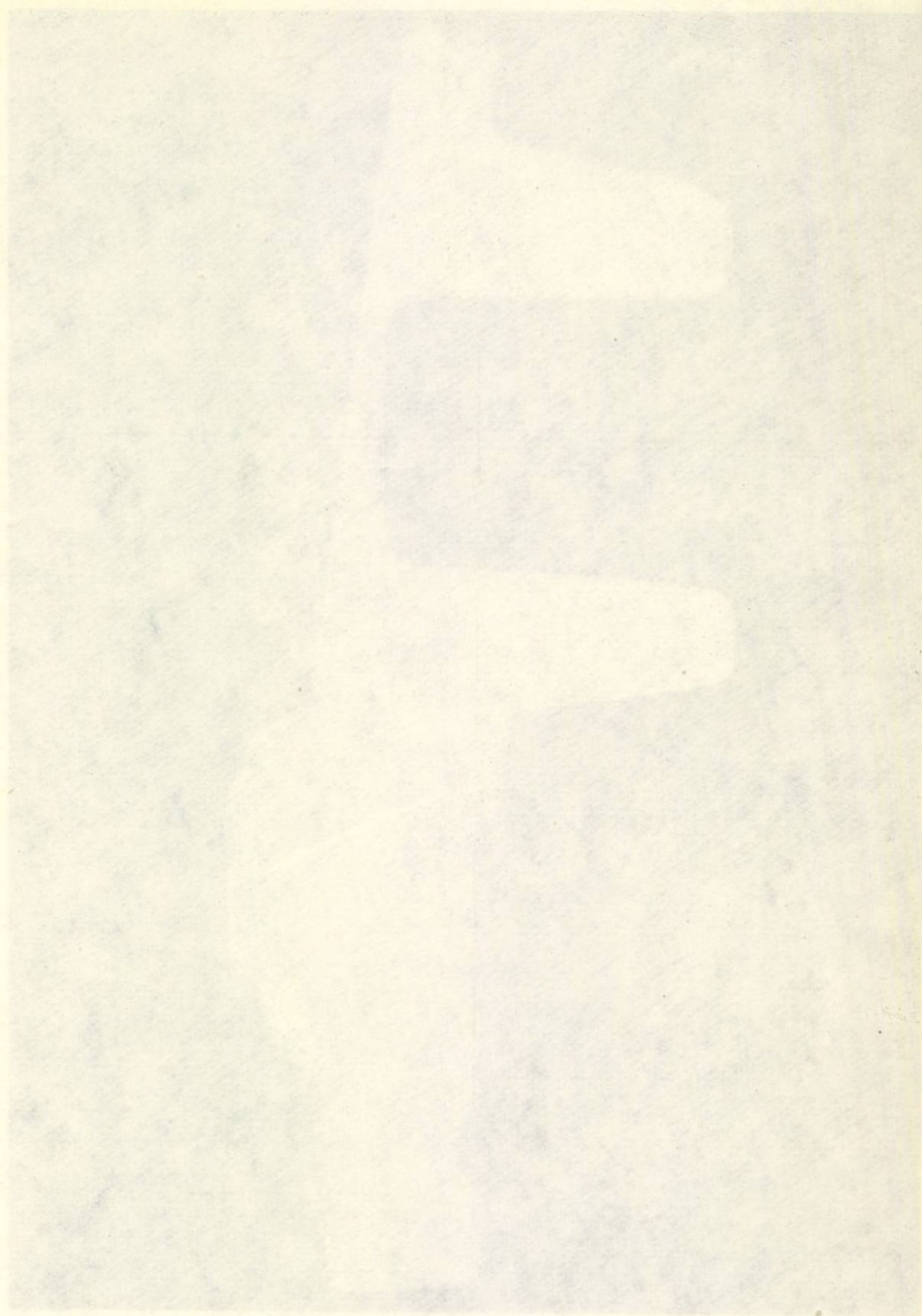


Fig. 7.



Tabelul 1

	Matrijarea la cald	Matrijarea din oțel lichid
Greutatea piesei uzinate în kg.	3,8	3,8
Greutatea piesei matrițate în kg	14,6	8,4
Pierderi de metal prin așchiere	10,8	4,6
Greutatea semifabricatului	16,2	9,2 oțel lichid
Pierderi de metal la matrițare	1,6	0,8 rămas în oală
Consum de oțel lichid (socotind consumul pentru confec. din laminate).	24	9,2
Indicele de utilizare a metalului lichid	160/0	410/0

utilizare a metalului lichid cu mult superioară procedeelor clasice de obținere a pieselor.

Zusammenfassung

In der Arbeit werden allgemeine praktische und theoretische Betrachtungen angestellt, die dem gegenwärtigen Stand der Entwicklung der Matrizierung von Werkstücken aus flüssigem Metal (Stahl) veranschaulichen. Es wird Kurz die Technologie und die Ergebnisse dargestellt, die Verfasser der Traktorenwerke aus Braşov für einige Werkstücke erhielten.

Резюме

В работе представлено несколько соображений общего, теоретического и практического характера в связи с современным уровнем развития штамповки деталей из металла жидкой стали.

В кратке указана технология применяемая автором и результаты полученные для некоторых деталей тракторным брашовским заводом.

Bibliografie

1. V. M. PLEATKII: *Stampovka iz jidkovo metalla* — Maşinostroenie, Moscova, 1964.
2. BIDULEA P. N., BOSROV O. I.: *Kristalizația jidkoi stali pod davleniem*, Liteinoe proizvodstvo 1956, nr. 6.
3. F. CERNII, L. A. ZUBOV: *Matrijarea pieselor din oțel lichid*. Kuznecino stampovoci-noe proizvodstvo nr. 1/1965.
4. L. A. ZUBOV, L. I. BEGAN: Kuznecino-stampovacinoe proizdstvo nr. 11/1964.
5. C. WANYOREK: *Propunere de invenție „Maşină şi procedeu pentru matrijarea spațială de precizie”*, dosarul Oficiului de stat pentru invenții nr. 45983/16 ianuarie 1963.



1968 MAY 7

40.819